

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Уральский государственный горный университет»

На правах рукописи



БРОЗОВСКИЙ Сергей Юрьевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА**

Специальность 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель –
кандидат технических наук, профессор
В.С. Шестаков

Екатеринбург – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДРАГЛАЙНОВ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	12
1.1 Типы конструктивного исполнения ковша драглайнов.....	12
1.2 Основные типы конструктивного исполнения стрел драглайнов	14
1.3 Нагрузки, действующие на стрелу при работе драглайна	22
1.4 Обзор методик расчета стрел экскаваторов-драглайнов	25
1.5 Постановка задач исследований.....	29
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КАНАТАХ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ КОВША.....	31
2.1 Цели определения и особенности определения усилий	31
2.2 Модель кинематического анализа.....	33
2.3 Модель силового анализа.....	35
2.4 Учет прогиба канатов при расчете углов	37
2.5 Определение максимальных усилий в канатах.....	39
2.6 Выводы по разделу	41
3. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ КОВША	42
3.1 Работа драглайна в реальных условиях	42
3.2 Параметры подвески ковша и обоснование критерия	46
3.3 Математическая модель кинематического и силового анализа подвески ковша драглайна	49
3.3.1 <i>Математическая модель кинематического анализа.....</i>	51
3.3.2 <i>Математическая модель силового анализа.....</i>	58
3.3.3 <i>Выводы по моделям кинематического и силового анализа.....</i>	61
3.4 Проверка адекватности модели	62
3.5 Определение объема и центра тяжести горной массы в ковше	63
3.5.1 <i>Определение горной массы в ковше при копании и в зоне начала разгрузки.....</i>	66
3.5.2 <i>Определение центра тяжести груженого ковша.....</i>	69

3.6 Поиск рациональных параметров ковша и траектории перемещения ковша в отвал.....	71
3.6.1 <i>Форма ввода исходных данных и результатов расчета усилий....</i>	73
3.6.2 <i>Исследование влияния длины разгрузочного каната.....</i>	77
3.6.3. <i>Влияние центра тяжести на угол наклона днища ковша.....</i>	77
3.6.4 <i>Влияние положения ковша на угол наклона днища ковша и объем породы.....</i>	78
3.6.5 <i>Исследование влияния параметров забоя и траектории транспортирования груженого ковша.....</i>	83
3.7 Выводы по разделу	86
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТРЕЛЫ ДРАГЛАЙНА	88
4.1 Выбор способа расчетов и инструментальных средств	88
4.2 Методика расчетов при применении APM WinStructure3D	89
4.2.1 <i>Создание модели конструкции.....</i>	90
4.2.2 <i>Создание модели закреплений.....</i>	91
4.2.3 <i>Создание модели нагружения.....</i>	91
4.3 Задачи расчетов стрел драглайнов	93
4.3.1 <i>Расчет конструкции стрелы на прочность</i>	93
4.3.2 <i>Расчет на устойчивость.....</i>	94
4.3.3 <i>Расчет на выносливость.....</i>	95
4.4 Поиск рациональных параметров стрелы	102
4.4.1 <i>Обоснование и выбор критерия.....</i>	102
4.4.2 <i>Исходные данные.....</i>	103
4.5 Исследования напряженно-деформированного состояния базовой модели стрелы для экскаватора ЭШ-20.90	105
4.5.1 <i>Модель конструкции стрелы и ее нагружения.....</i>	106
4.5.2 <i>Результаты исследований базовой модели стрелы.....</i>	108
4.6 Поиск рациональной конструктивной схемы стрелы	115
4.7 Выводы по результатам исследований	116
4.8 Повышение производительности за счет снижения массы стрелы...	116
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	119
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	121

ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	133
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	134

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. При добыче полезных ископаемых открытым способом широко применяются драглайны для перевалки вскрышных пород. Затраты на обслуживание таких экскаваторов составляют значительную часть в себестоимости добычи горной породы, поэтому чтобы получить экономический эффект от добычи необходимо повысить производительность экскаваторов-драглайнов.

На отвалах в настоящее время используются экскаваторы-драглайны с длинной стрелой для перевалки вскрышных пород на требуемое расстояние по мере отработки в карьере полезного ископаемого. Удлинение стрелы даже на 1 % от ее длины увеличивает массу на 0,5-0,7 %, которая составляет 5...7 % от конструктивной массы всего экскаватора.

Такое влияние стрелы на массу драглайна вызывает необходимость при проектировании выполнять поиск рациональной конструкции для снижения массы драглайна. Снижение массы стрелы позволит одновременно уменьшить момент инерции поворотной части экскаватора, что позволит снизить время цикла, а, следовательно, повысить производительность при тех же параметрах поворотного механизма. Это первое направление выполненных в диссертации исследований.

Сложность конструкции стрелы для определения рациональной конструкции и параметров, обеспечивающих получение по возможности меньшую массу и в то же время требуемой прочности, осуществляется с применением пакетов инженерного анализа (*ANSIS, APM WinMachine* и др.).

Особенностью расчетов стрелы экскаватора-драглайна является сложный характер нагружения ее в процессе работы. При выполнении исследований разработано математическое описание для определения усилий на ковш и головной блок стрелы по положению ковша. Результаты исследований оформлены методикой расчета рациональных параметров.

Еще одним из направлений повышения производительности экскаватора-драглайна может послужить снижение потерь горной массы при

транспортировании от забоя до разгрузки. Такое снижение будет обеспечено при уменьшении наклона ковша в процессе транспортирования. Используемые методики определения параметров упряжи ковша основаны на расчете длины разгрузочного каната геометрическим построением при расчетном положении ковша. Перед началом разработки методики поставлена цель определения параметров упряжи по условию уменьшения просыпания горной массы при транспортировании.

Повышение производительности экскаватора-драглайна является актуальной научно-технической задачей.

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. Существенный вклад в развитие теории и практического опыта внесли Г.С. Бродский, К.Е. Виницкий, Д.П. Волков, П.А. Зыков, С.Л. Иванов, Л.И. Кантович, Г.Ю. Козин, А.П. Комиссаров, А.В. Королев, В.Р. Кубачек, Н.Н. Мельников, В.Г. Мерзляков, Р.Ю. Подэрни, М.Г. Рахутин, В.И. Русихин, А.В. Самолазов, Б.И. Сатовский, Л.С. Скобелев, Б.В. Слесарев, а так же ряд зарубежных ученых: Висбек З., Вэблер Д., Frimpong S., Hall A., Кельш X. Р., Le Q. H., Liu J., Rath H., Stefanov Goce.

Анализ публикаций по открытым источникам показал, что предприятия-производители экскаваторов-драглайнов не публикуют методики расчета

параметров рабочего оборудования (стрел, ковшей и т.д.).

Объектом исследования является рабочее оборудование (стрела и ковш) экскаватора-драглайна.

Предметом исследования является повышение производительности экскаватора-драглайна за счет снижения массы трехгранных стрел на стадии проектирования и уменьшение объема просыпающейся из ковша горной массы при транспортировании ее в отвал.

Целью работы является повышение производительности экскаватора-драглайна за счет снижения массы трехгранных стрел на стадии проектирования (или эксплуатации) и уменьшения объема просыпания горной массы из ковша обратно в забой при транспортировании в отвал.

Идея работы. Снижение массы стрел экскаваторов-драглайнов осуществляется исключением «излишних» запасов прочности элементов на основе исследования напряженно-деформированного состояния, а также изменения конструкции стрелы путем исключения вант предварительного сжатия верхнего пояса стрелы. Уменьшение просыпания горной породы при транспортировании из забоя в отвал обеспечивается за счет задания рациональных параметров упряжи ковша и движения по рациональной траектории.

Задачи работы:

- разработка математического и программного обеспечения для определения рациональных параметров подвески (упряжи) ковша и оформление результатов исследований в виде методики для практического применения.

- проведение исследований по поиску рациональных параметров стрелы, основанной на исследовании ее напряженно-деформированного состояния конструкции и по результатам оформление методики для практического применения.

Научная новизна полученных результатов заключается:

- рациональных параметров подвески (упряжи) ковша и оформление

результатов исследований в виде методики для практического применения.

– проведение исследований по поиску рациональных параметров стрелы, основанной на исследовании ее напряженно-деформированного состояния конструкции и по результатам оформление методики для практического применения.

Научная новизна полученных результатов заключается:

– в установлении зависимости потерь горной массы при транспортировании ковша экскаватора-драглайна от параметров подвески (упряжи) ковша и траектории движения ковша в зону разгрузки;

– в определении рациональных параметров стрелы экскаватора-драглайна по критерию массы и ограничению обеспечения прочности.

Теоретическая значимость работы состоит:

– в разработке математических моделей и алгоритма определения объема горной массы в ковше в зависимости от параметров подвески ковша и траектории движения из забоя в зону разгрузки;

– в разработке нового подхода к определению рациональных параметров стрелы экскаватора-драглайна, основанного на анализе напряженно-деформированного состояния элементов.

Практическая значимость работы состоит:

– в создании методики определения рациональных параметров подвески (упряжи) ковша;

– в обосновании конструктивного исполнения стрелы экскаватора-драглайна с исключением вант предварительного сжатия верхнего пояса;

– в разработке методики определения рациональных параметров стрелы, обеспечивающих снижение массы стрелы и, как следствие, снижение массы и стоимости всего экскаватора, повышение производительности.

Методология и методы диссертационного исследования:

использование достаточного объема статистической информации. При выполнении теоретических исследований использовались современные методики сбора и обработки исходной информации, основные положения и

методы математического моделирования, методы теории машин и механизмов, имитационное моделирование.

Положения, выносимые на защиту:

1. Повышение производительности экскаватора-драглайна обеспечивается использованием ковша с рациональными параметрами подвески (упряжи) и организации движения ковша по траектории, обеспечивающей наименьшие потери горной массы при его транспортировании.

2. Рациональное конструктивное исполнение и параметры стрелы экскаватора-драглайна определяются по критерию массы и ограничению обеспечения требуемой прочности на основе исследования напряженно-деформированного состояния стрелы.

Степень достоверности подтверждается: подтверждается корректным использованием методов математического моделирования, проверкой математических моделей на компьютерном программном обеспечении – в конструкторском пакете Компас, расхождение между которыми не превышает 3-5 %.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-технических и практических конференциях:

- международной научно-технической конференции «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В.Р. Кубачека» (г. Екатеринбург, 2022-2025),
- международном симпозиуме «Неделя горняка» (г. Москва, 2024),
- VI Всероссийская научно-практическая конференция "Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта", посвященная 95-летнему юбилею кафедры "Подъемно-транспортные машины и роботы"(г. Екатеринбург, 2024),
- XXXII Международная научно-техническая конференция «Машиностроение и техносфера XXI века» (г. Севастополь, 2025).

Личный вклад соискателя заключается: в формулировании целей и задач исследования; участии на всех этапах диссертационного исследования – совместном проведении, анализе, описании и обобщении полученных результатов, написании и оформлении рукописи диссертации, публикации научных работ по результатам исследований; выполнении кинематического и силового анализа процесса транспортирования ковша экскаватора-драглайна; в разработке рекомендаций по определению степени совершенства конструктивных схем стрел драглайнов; в разработке методики поиска рациональных параметров рабочего оборудования с использованием моделирования напряженно-деформированного состояния стрелы драглайна.

Реализация результатов работы:

- разработана методика поиска рациональных параметров подвески ковша экскаватора-драглайна;
- разработана методика определения рациональных параметров стрел экскаваторов-драглайнов на основе выполнения исследований напряженно-деформированного состояния (НДС);
- получено Свидетельство на программу ЭВМ по расчету параметров рабочего оборудования экскаватора-драглайна (представлено Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2025692750 от 24.11.2025);
- результаты диссертационного исследования обсуждены и рассмотрены на техническом совете ПАО «Уралмашзавод» (представлен «Акт об апробации результатов, полученных в ходе выполнения диссертации» от 02.10.2025);
- полученные результаты диссертационной работы приняты к внедрению в учебный процесс УГГУ для использования в лекционных и практических занятиях базовых и профилирующих дисциплин образовательных программ бакалавриата и магистратуры.

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 10 научных работ, в том числе три статьи в журналах, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ, одна статья, входящая в

международную базу данных и систему цитирования Scopus / Web of Science и одно свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка и двух приложений. Материал диссертации изложен на 134 страницах машинописного текста, в том числе содержит 11 таблиц, 58 рисунка, библиографический список из 100 наименований и два приложения.

1. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДРАГЛАЙНОВ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Типы конструктивного исполнения ковша драглайнов

Ковш, стрела и направляющие блоки составляют рабочее оборудование драглайна [13, 17, 18, 23, 25].

Основным элементом рабочего оборудования драглайна является ковш, который предназначен для выполнения операций копания горной породы, перемещения и выгрузки ее в отвал.

Ковши драглайнов по конструктивным исполнениям бывают арочные и безарочные.

Арочный ковш (рис. 1.1) состоит из корпуса сварной конструкции, арки и козырька, отлитого за одно с основаниями для зубьев. Арка создает боковую жесткость ковша и является местом крепления разгрузочного каната. Наибольшей жесткостью обладают литые арки, изготовленные из высокомарганцовистых сталей, однако они тяжелее сварных. К передней части ковша привариваются проушины для тяговых цепей, а к боковым стенкам прикрепляют проушины для цепей подъема. Через траверсу и балансир цепи соединяются с подъемными канатами. В основание козырька вставляются зубья. К днищу ковша, чтобы его защитить от изнашивания, привариваются стальные полозья. Для предохранения подъемных цепей от истирания о ковш предусмотрена распорная балка. Центр тяжести ковша с грузом находится между подъемными цепями и аркой, поэтому при ослаблении тягового и разгрузочного канатов последний проскальзывает по блоку, ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей, и породы свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. В транспортном положении наклона ковша определяются размерами тяговых и подъемных цепей, разгрузочного каната, усилиями и углами наклонов подъемных и тяговых канатов. Совокупность элементов,

соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называют упряжью (подвеской) ковша.

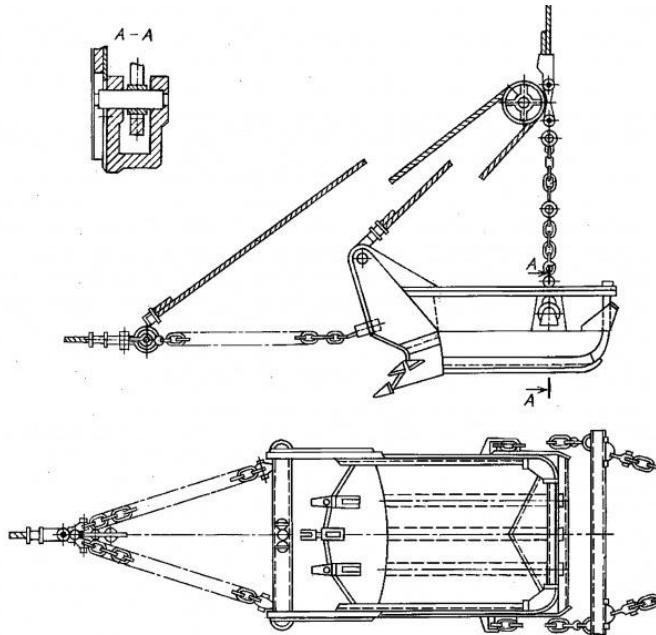


Рисунок 1.1 – Ковш арочный

Конструктивно ковши характеризуются показателем удельной металлоемкости, т.е. отношением массы пустого ковша к его вместимости. В зависимости от назначения их подразделяют на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоемкостью от 0,84 до 1,6 т/м³. При этом с увеличением вместимости ковша его удельная металлоемкость снижается.

Параметрами подвески ковша драглайна являются:

- длины подъемных и тяговых цепей;
- длина разгрузочного каната;
- координаты точек крепления цепей и канатов к ковшу.

От этих параметров во многом зависит процесс копания, транспортирования и разгрузки ковша, значение действующих на ковш усилий.

Высота крепления тяговых цепей влияет на устойчивость ковша от опрокидывания при копании. Соотношение длин элементов подвески определяет возможность управления ковшом при копании. При натяжении подъемного каната усилие в разгрузочном канате должно быть достаточным для поворота ковша зубьями вверх с целью уменьшения толщины срезаемой стружки.

Размеры элементов подвески определяют условия равновесия ковша при транспортировании, а, следовательно, границы зоны саморазгрузки, интенсивность загрузки ковша.

В безарочных ковшах арка отсутствует, и разгрузочные канаты крепятся к боковым стенкам ковша. Конструкция безарочного ковша имеет малую удельную металлоемкость (около 1 т/м³) и позволяет расширить режущую кромку. В результате облегчается заполнение и разгрузка ковша и уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

1.2 Основные типы конструктивного исполнения стрел драглайнов

В основное рабочее оборудование драглайна кроме ковша входит также и стрела.

Стрела драглайна может иметь различные конструктивные исполнения.

Выделяют четыре типа конструктивного исполнения стрел драглайнов:

- вантовые стрелы;
- трехгранные жесткие стрелы;
- ферменные стрелы (как с дополнительной двуногой стойкой и промежуточными подвесами, так и без них);
- комбинированные стрелы.

Конструкции стрел и их различия рассмотрены в работах Бубновского Б.И., Винокурского Х.А., Домбровского Н.Г., Ефимова В.Н., Легоминова В.В., Морозова В.И., Николаева В.Н., Осипова Б.Г., Панкратова С.А., Ряхина В.А., Подэрни Р.Ю. и других исследователей [9, 10, 12, 28, 35].

Устройство конструкции и анализ *вантовых* стрел изложены в [22, 228].

На драглайнах, выпускаемых Уральским заводом тяжелого машиностроения (УЗТМ) до 1972 гг.: ЭШ-10.75; ЭШ-14.75; ЭШ-15.90А и ЭШ-25.100А применялись стрелы вантовые различных исполнений.

Вантовая стрела состоит в основном из пары наклонных и одной

вертикальной вантовых ферм, имеющих один центральный сжатый пояс круглого или трубчатого сечения, надвое разветвляющийся книзу. Элементы стрелы, работающие на растяжение, выполнены из стальных канатов (вантов).

Отсутствие в конструкции вантовых стрел жесткой решетки значительно уменьшает массу таких стрел. Сжатые элементы конструкции работают в благоприятных условиях при переменных нагрузках, передающихся на стрелу. Наряду с достоинствами, у вантовых стрел имеются и недостатки. В работе [48], автор приводит, что при недостаточной жесткости такой стрелы на кручение, особенно в случаях резонанса, возникнут крутильные колебания. Поэтому для повышения жесткости верхнюю часть стрелы выполняют жесткой и включают в нее 2 и более панелей.

Вантовая стрела показана на рис. 1.2.

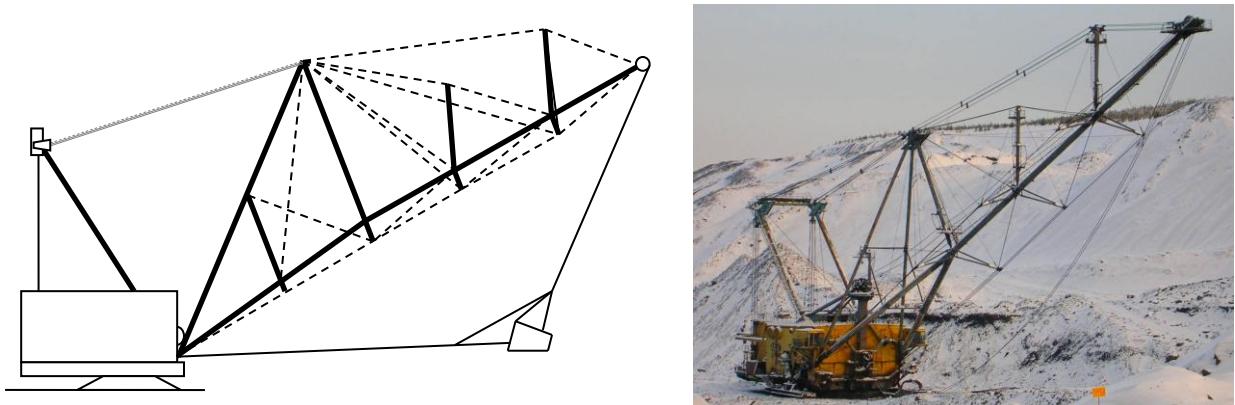


Рисунок 1.2 - Стрела вантовой конструкции с жесткой частью.

Монтаж вантовой стрелы сложен, так как не одинаковое натяжение вант, может привести к ее перекосам и как следствие излому стрелы в процессе работы драглайна. Полный контроль состояния вант при техническом обслуживании вантовой стрелы также не возможен, так как зона обрыва проволок каната, находящаяся в концевых деталях заделки вант, скрыта от визуального наблюдения. Обрыв даже одного из вант в вертикальной ферме способен вызвать падение стрелы в процессе эксплуатации. Следовательно, эксплуатационная надежность вантовых стрел достаточно низкая, поэтому в новых моделях российских драглайнов их не применяют.

Драглайны, выпускаемые предприятием ПО «Уралмаш»: ЭШ-15.90Б, ЭШ-20.75Б, ЭШ-40.85, ЭШ-100.100 оснащены трехгранными жесткими стрелами, которые исключают недостатки вантовой схемы.

Трехгранные стрелы оригинальны, они не похожи на стрелы экскаваторов зарубежных фирм. Конструкция стрелы выполнена из трех жестких поясов, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с вертикальными стойками и вантовыми диагональными связями. Верхний пояс стрелы предварительно сжат системой вантовых канатов до суммарного усилия, равного усилию растяжения от концевой нагрузки и веса стрелы, что важно при работе на переменную нагрузку. Стрела на жестких связях подвешивается к стойке поворотной платформы. На верхнем пояссе стрелы также расположены ролики для подъемных канатов.

Трехгранные стрелы хорошо зарекомендовала себя, так как она обладает высокими эксплуатационными характеристиками надежности и простой конструкцией. Использование натяжения повышает усталостную прочность и увеличивает долговечность стрелы. Вес трехгранных стрелы больше вантовой. Коэффициент удельной массы 1 м металлоконструкции трехгранных стрелы составляет 1,3...1,4 т, для вантовой 1,1...1,2 [46]. По данным [18] трехгранные стрелы легче решетчатых стрел шагающих экскаваторов иностранных производителей, табл. 1.1.

Таблица 1.1 – Сравнительные параметры стрел производителей драглайнов

Модель экскаватора	Концевая нагрузка, т	Длина стрелы, м	Условная мощность экскаватора, кВт	Масса стрелы, кг	Масса стрелы на единицу условной мощности экскаватора, кг
ЭШ 15.90	46	90	20 200	107 000	5,3
Marion 7820	59	85,3	21 700	125 800	5,8
ЭШ 65.100	205	100	63 500	225 000	3,54
Marion 8750	206	91,5	55 000	324 700	5,9
Marion 8950-4R	355	94,4	82 500	423 400	5,13

Уменьшение массы трехгранной стрелы из профильных труб - при равной площади поперечного сечения трубы имеет больший радиус инерции, чем уголок, и может воспринимать большие продольные сжимающие нагрузки. Преимуществом труб является возможность применения с малой толщиной стенок. Толщина стенок уголков обычно не менее 0,05...0,1 ширины полки, для труб уменьшается до 0,02...0,05 диаметра. Трубы при одной и той же площади сечения что уголки или двутавры имеют меньшую внешнюю поверхность, подверженную коррозии, а лучшей обтекаемости снижается ветровая нагрузка. Стоимость труб на 30% выше стоимости уголкового проката, но конструкции из труб, из-за снижения количества вспомогательных элементов и массы металла, уменьшения стоимости окраски оказываются дешевле конструкций из уголков.

Трехгранная жесткая стрела показана на рис. 1.3.



Рисунок 1.3 - Стрела трехгранной жесткой конструкции из четырех панелей

Число панелей для трехгранных стрел зависит от стремления повышения устойчивости нижнего пояса за счет уменьшения длин панелей. Анализ существующих конструкций стрел драглайнов ОАО «Уралмаш» показал движение к уменьшению количества панелей при большей длине металлоконструкции, шагающие экскаваторы ЭШ-65.100, ЭШ-100.100, ЭШ-100.125 [23]. Дополнительной панели в металлоконструкции стрелы и примыкающих к ней наклонных стоек, и распорок увеличивает массу стрелы на 6...8 %. Конструкции стрел имеют разные способы крепления блоков наводки. Блоки можно на специальной стойке на платформе или в качестве стойки блоков наводки принимают задний стержень наклонной фермы стреловой

системы.

На схеме (рис. 1.4) показана конструкция стрелы комбинированной.

Комбинированные или шарнирно-сочлененные стрелы представляют собой пространственную конструкцию, выполненную из профилей различного типа и канатов. Стрела состоит из двух шарнирно-сочлененных частей: верхней и нижней.

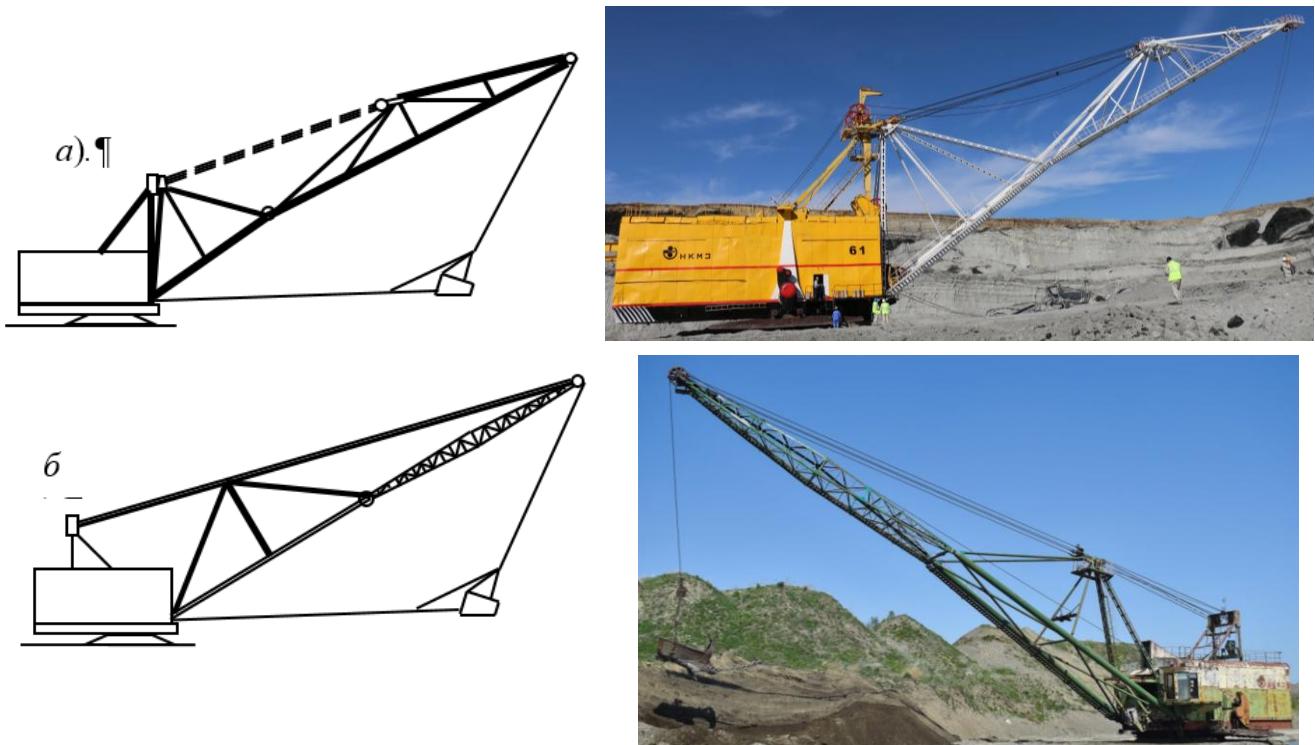


Рисунок 1.4 - Стрела комбинированной конструкции:

а – шарнирно-сочлененная трубчатая; *б* – шарнирно-сочлененная с нижней трубчатой частью, верхней решетчатой частью

Верхняя часть стрелы представляет собой ферму прямоугольного сечения, изготовленную в основном из уголков.

Нижняя часть стрелы представляет собой трехгранную пирамиду, состоящую из труб круглого сечения. Основанием пирамиды служит нижняя секция стрелы, представляющая собой трубчатую ферму. Верхняя часть стрелы поддерживается канатами. Верхняя и нижняя секции стрелы составляют нижний пояс стрелы, а канаты верхний пояс. Верхний пояс предназначен для восприятия вертикальных нагрузок от сил инерции ковша и стрелы во время разгона и торможения экскаватора при повороте. Наклон нижних поясов

верхней части по отношению к нижней в вертикальной плоскости исключает запрокидывание верхней части стрелы.

Ферменные стрелы используют в основном зарубежные производители экскаваторов-драглайнов.

Ферменная (решетчатая) конструкция из элементов уголкового профиля, позволяет визуально осматривать и исключать вероятность скрытых дефектов, обеспечивает ремонтопригодность. Изменение количества элементов (секций) стрелы позволяет увеличить длину до 70% от длины стандартной стрелы. Это обеспечивает подбор нужную для конкретных условий разработок карьера комбинацию стрел и ковшей. Но существует и ограничение по длине. При больших длинах стрела становится громоздкой и тяжелой. Изгибающие моменты от силы тяжести стрелы в вертикальной плоскости становятся при этом очень большими, поэтому приходиться увеличивать высоту сечения и применять конструкции с дополнительными оттяжками стрелы. Усилия в оттяжках задают по условию, уменьшить разницу в напряжениях верхнего и нижнего поясов стрелы [50].

Варианты схем ферменных конструкций стрел показаны на рис.1.5.

Стрела может состоять из односекционной пространственной фермы (рис. 1.5 *a, б*), или количества секций стрелы, которые между собой могут быть соединены шарнирно (рис. 1.5 *в, г*). При большой длине стрелы возникает поперечный прогиб ее конструкции от силы тяжести, приводящей к неравномерной работе верхних и нижних поясов стрелы.

При работе экскаватора прогиб стрелы или ее секций приводит к поперечным колебаниям в вертикальной плоскости. Колебания вызваны изменениями действующей на стрелу сжимающей силы при транспортировании и разгрузке ковша. Для снижения влияния поперечного изгиба на стрелу включают в ее конструкцию дополнительные подвесы. Количество подвесов и их вид зависит от длины стрелы и ее формы.

Схемы стрел с наличием подвесок показаны на рис. 1.5 (*а, б, в, г*).

Стрелы различаются конфигурациями в вертикальной плоскости. Стрела,

показанная на рис. 1.5, *а* состоит из нескольких секций, хорошо работает на поперечный изгиб в вертикальной плоскости от действия силы тяжести стрелы и на сжимающих нагрузок. К недостатку - большую высоту сечения в середине стрелы, что ведет к необходимости изготовления более мощной решетки. Форма стрелы по рис. 1.5, *б*, требует более мощных поясов. Она меньше соответствует характеру работы конструкции на нагрузки, действующие в вертикальной плоскости. Преимуществом более легкая решетка и возможность изменения длины стрелы. Стрелы по рис. 1.5 (*а*, *б*), применяют в драглайнах зарубежных фирм-производителей.

При работе экскаватора-драглайна для меньшей депланации (искривления) конструкции от кручения при значительных нагрузках, секции стрелы к мачте или стойкам подвешиваются промежуточными подвесами.

От конструктивного исполнения стрелы зависит ее стоимость, затраты на ее изготовление, затраты на транспортировку и монтаж, эксплуатационные расходы (техническое обслуживание и др.), а также масса всего экскаватора-драглайна. Поэтому при проектировании драглайна проводят соответствующие исследования по выбору оптимального типа конструкции стрелы и определению их параметров.

Приведенное показывает, что известные конструкции стрел имеют достоинства и недостатки, поэтому необходимы дополнительные исследования по их совершенствованию, разработка новых конструктивных решений, например, комбинированные стрелы, в конструкции которых используются

элементы присущие и вантовым, и трехгранным жестким, и ферменным стрелам.

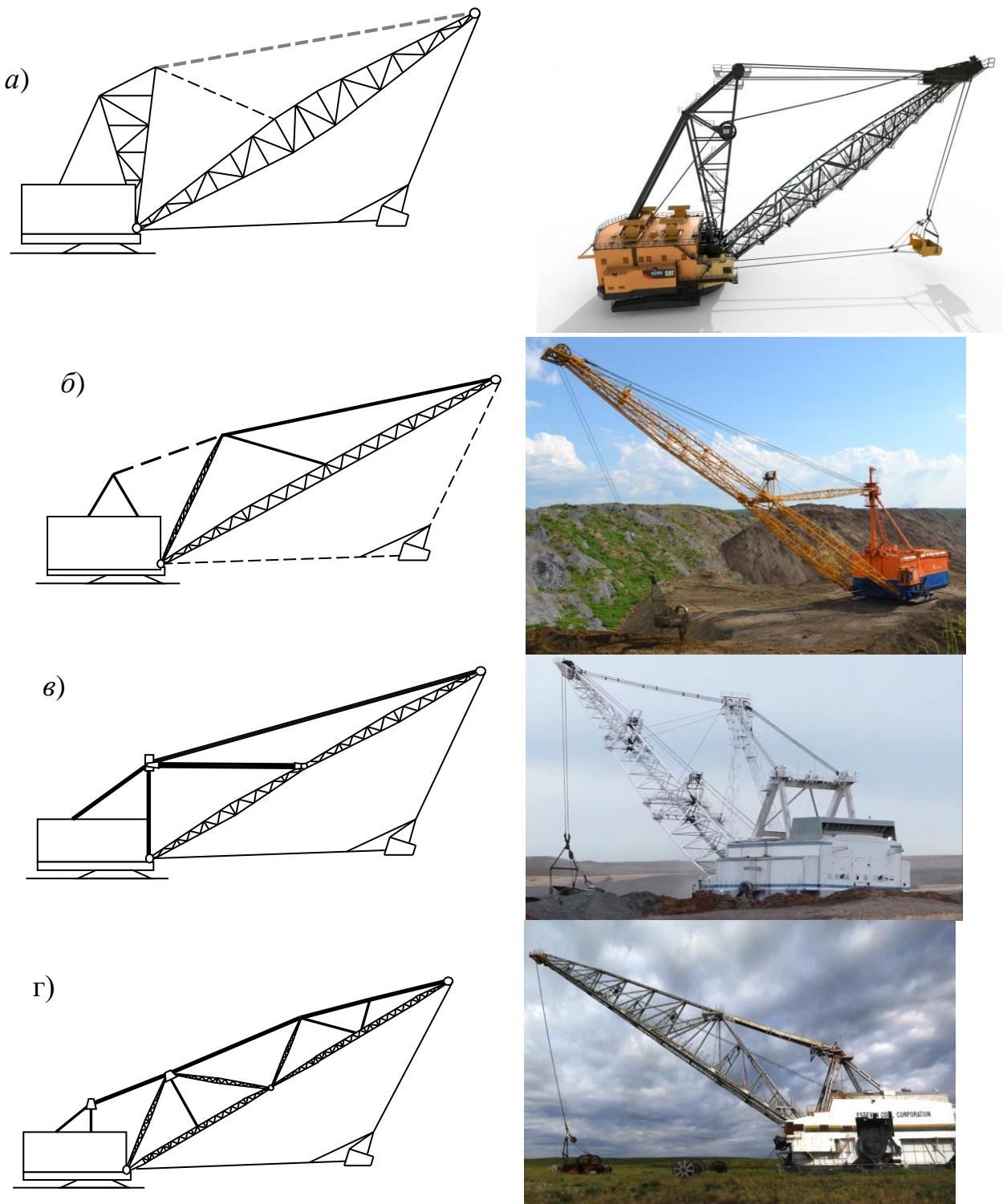


Рисунок 1.5 - Стрела ферменной конструкции:

- а* - с промежуточной подвеской, *б* - с дополнительной решетчатой стойкой,
- в* - шарнирная двухсекционная с жесткой подвеской,
- г* - шарнирная четырехсекционная.

1.3 Нагрузки, действующие на стрелу при работе драглайна

Методы определения расчетных нагрузок на конструкции стрел экскаватора-драглайна изложены в работах Винокурского Х.А., Волкова Д.П., Домбровского Н.Г., Ломакина В.П., Легоминова В.В., Михайлова Л.К., Подэрни Р.Ю., Полянского Е.С. и других [14, 18, 21, 24, 25, 29, 35, 41, 47].

При расчете металлоконструкции стрелы на прочность, учитывают действующие нагрузки, а именно:

- 1) *основные* нагрузки, которые постоянно действующие:
 - собственная сила тяжести конструкции стрелы;
 - переменные нагрузки в подъемных канатах от силы тяжести ковша с грунтом с разным положением ковша;
 - нагрузки от предварительного натяжения гибких элементов;
 - горизонтальные инерционные и центробежные силы, появляющиеся при поворотах экскаватора (без учета колебаний ковша);
- 2) *дополнительные* нагрузки - ветровые нагрузки;
- 3) *аварийные* нагрузки, которые считаются критическими, вероятность появления которых весьма мала:
 - нагрузки при переподъеме ковша;
 - нагрузки при падении груженого ковша с уступа;
 - нагрузки при растяжке ковша, когда не срабатывает защита от возможной растяжки,
 - горизонтальные инерционные нагрузки от ковша с грунтом при раскачивании ковша.

В методиках расчета [5, 12, 28] сила тяжести стрелы определяют по эмпирической формуле, в которой учитывают объем ковша, длину стрелы и коэффициент конструкции стрелы. В работе [32] сила тяжести по формуле зависит от объемной массы породы, площади поперечных сечений элементов, их длины и массы конструктивных узлов.

Полученную силу тяжести равномерно распределяют на все узлы

металлоконструкции стрелы, т. е. общую силу тяжести делят на количество элементов стрелы. Такое применение нагрузки является весьма приближенным, полученные результаты напряженно-деформированного состояния от этого нагружения будут значительно отличаться от фактических данных. В используемых в настоящее время инженерных пакетах прочностных расчетов силу тяжести прикладывают в виде распределенной силы ко всем составляющим конструкции. Применение такого распределения позволяет изучить поведение металлоконструкции стрелы при нагружении.

При повороте, разгоне и торможении поворотной платформы экскаватора возникают в горизонтальной плоскости инерционные и центробежные силы. На нагрузки оказывают влияние угловые ускорение и скорость поворота платформы экскаватора, а также масса элементов и радиус расчетного сечения до оси вращения экскаватора [11]. В некоторых методиках при определении напряжений в элементах конструкции стрелы центробежные усилия не учитывают, в других предлагается прикладывать нагрузку сосредоточенной силой к каждому элементу металлоконструкции [85].

В известных методиках расчета стрел усилия в подъемных канатах рассчитывают для 3-х основных положений ковша [6, 45, 47, 48].

Для расчета верхних поясов и подвески стрелы принимается положение *I* наполненного ковша, при котором подъемные канаты направлены вертикально или близки к вертикали. Вариант нагружения *I* во время отрыва ковша от забоя при копании на участке при максимальном удалении от пяты стрелы или при повороте платформы экскаватора с груженым ковшом на максимальном вылете. В этом варианте усилие в подъемном канате равно произведению силы тяжести ковша на коэффициент динамики. Этот вариант нагружения для верхних поясов стрел и подвесок, а также решетки вертикальной фермы для стрел вантовой конструкции.

Для расчета нижних поясов стрел принимают вариант положения *II* груженого ковша, набегающая ветвь подъемных канатов проходит на наибольшем расстоянии от нижнего пояса стрелы отрыва ковша с породой

вблизи от пятых стрелы или при транспортировании груженого ковша к головной части стрелы при стопорных усилиях в подъемных канатах. Усилия в верхнем поясе стрелы максимальны при *I-м* варианте несмотря на то, что усилие в подъемных канатах при *II-м* положении ковша почти в два раза больше, чем при *I-м* положении груженого ковша. Для нижнего пояса стрелы наибольшее усилие сжатия при положении ковша, когда усилие в подъемном канате равно максимальному (стопорному), а угол между подъемным канатом и вертикалью наименьший.

Для проверки на выносливость, нужны максимальное и минимальные усилия в элементах стрелы. Минимальное усилие в верхнем поясе при положении подъемных канатов с наименьшим углом с горизонталью, а усилие в подъемном канате равно максимальному (стопорному). Расчет на равнодействующую силу или на каждое усилие в отдельности с последующим суммированием усилий в элементах. В методике не учитывают движения ковша при входе в зону растяжки, когда тяговая и подъемная лебедки работают на себя, т. е. уменьшают длину канатов. При такой работе лебедок - ковш из-за большой инерционности не остановится на границе зоны растяжки, а продолжит движение к стреле, между подъемными и тяговыми канатами увеличится угол и это приведет к увеличению усилий в канатах.

Предварительное натяжение вант верхнего пояса трехгранных стрел определяют из условия, что сжимающее усилие должно превосходить усилие растяжения, появляющееся от внешних нагрузок. Это связано с тем, что в отличии от стрел с головной подвеской, где стрела работает, в целом, как сжатый стержень, а на растяжение работает подвеска стрелы, выполненная из канатов, в трехгранный жесткой стреле верхний пояс заменяет подвеску и работает на растяжение. Предварительное вводят, чтобы верхний пояс работал на сжатие, и тем самым, повышать его выносливость, часто верхний пояс стрелы подвергают предварительному сжатию с помощью канатов. В методике [85] величину преднатяжения канатов находят исходя из единичной силы, приложенной к верхнему поясу; модулю упругости, площадей поперечного

сечения, длины трубы и канатов. В [52] показано влияние предварительного напряжения и отмечено, что при увеличении предварительного напряжения верхнего пояса запас прочности с учетом устойчивости в панелях пояса уменьшается. Напряженное состояние панелей пояса смещается в область сжимающих напряжений и долговечность элементов за счет повышения предела выносливости увеличивается.

В методике [49] ветровую нагрузку в основном учитывают при расчетах металлических конструкций кранов. Для экскаваторов–драглайнов таким видом нагружения пренебрегают.

При черпании возможны случаи срыва ковша и его падения, высота падения ковша ограничивается величиной слабины подъемных канатов. При расчетах определяют высоту падения ковша по прочности стрелы. Как показали эксперименты, падение ковша приводит к большим перегрузкам стрелы и авариям [6].

При транспортировании на ковш действует сила тяжести, инерционные силы при разгоне и торможении ковша лебедками подъема и тяги, центробежная сила при повороте платформы, инерционные силы от ускорений при повороте платформы. Указанные силы усилиями в канатах подъемной и тяговой лебедок. Усилия канатов передаются через головные блоки на стрелу. Вес канатов увеличивает нагрузку на стрелу и изменяет направление действия усилий на блоки стрелы.

1.4 Обзор методик расчета стрел экскаваторов-драглайнов

Выполняется совершенствование конструкций стрел и проводятся исследования по созданию и усовершенствованию методик расчета параметров [3, 34, 35, 62, 43, 49, 52, 53].

Расчет стрел состоит из проверки стрелы на прочность, устойчивость и усталость при действии существующих нагрузок. Целью расчетов является предотвращение возможности появления при эксплуатации в стреле н

разрушений, препятствующих ее нормальной эксплуатации.

Методики расчета стрелы включают этапы:

- построение расчетной схемы, учет и приложение всех действующих нагрузок;
- подбор сечений элементов конструкции;
- проверка напряженно-деформированного состояния стрелы в целом, элементов конструкции и их соединений.

В отличие от стационарных металлоконструкций (мачты линии электропередач, крыши зданий и пр.) стрелы драглайнов испытывают нагрузки с рабочим процессом драглайна.

До 1955 г. металлические конструкции рассчитывались по методике допускаемых напряжений, в которых использовался единый коэффициент запаса для всех конструкций.

Достоинством методики допускаемых напряжений является простота и доступность применения, но недостаточно точно учитывается факторы, влияющие на работу конструкции, степень воздействия каждой из действующих нагрузок, не оценивает изменчивость различных видов нагрузок, а также не в точно учитывает механические свойства материала. Это может привести к неправильной оценке несущей способности конструкции, из-за чего одни металлоконструкции могут обладать чрезмерным запасом прочности, а другие недостаточным.

Метод допускаемых напряжений можно представить, как частный случай метода предельных состояний. По предельному состоянию конструкция будет иметь несколько меньшую массу и будет более близка к равнопрочной.

В 1955 г. были выпущены новые строительные нормы и правила (СНиП), на методике предельных состояний, где используются уже три основных коэффициента. Значения коэффициентов обоснованы методами статистики, учитывают физические параметры материала, условия работы элементов конструкции, возможную величину перегрузок элементов. [63].

Для строительных конструкций развивались вероятностные методы

расчета, в которых нагрузки, прочность материала, геометрические размеры конструкции рассматривались как случайные величины, и были представлены соответствующими функциями статистического распределения.

Вероятностные методы сложны для применения, и они могут быть использованы для обоснования значений коэффициентов запаса. Применение вероятностных методов расчета не всегда доступно из-за недостатка экспериментальной информации о нагрузках, характеристиках прочности и пр.

При традиционных методах расчета стрелы принимают допущения. Принимают стрелу в виде прямолинейных стержней на гибкой подвеске [70]. Расчетные схемы к виду статически определимых ферм с шарнирами в узлах. Верхние и нижние пояса на изгиб от силы тяжести - как неразрезные балки с опорами в узлах фермы. Допущения приближенно отражают реальные нагрузжения, но не описывают все многообразие задач, это приводит к неточности. Невозможно учесть изменение изгибающих моментов в узлах стрелы и внутренних усилий в ее элементах. Вводят условные фермы, как проекции наклонных ферм на вертикальную плоскость [12], которые рассчитывают на вертикальные нагрузки, т.е. не учитывает расположение элементов металлоконструкции в пространстве. Вертикальные и горизонтальные фермы рассчитывают независимо друг от друга на вертикальные и горизонтальные нагрузки что не отражает совместную работу всех элементов стреловой металлоконструкции как пространственной системы.

До внедрения программных систем для расчета ферменных конструкций применяли методы сил, методы перемещений и методы моментных или угловых фокусов и т.д. Применение методов зависит от расчетной схемы, методы не исключают, а дополняют друг друга. Одну схему конструкции выгоднее рассчитать методом сил, другую – методом перемещений, третью – методом моментальных или угловых фокусов и т.д. Для усилий в элементах стрелы используют силовые диаграммы с помощью графических методов, которые в настоящее время не используют, их применение увеличивает время расчетов и, как следствие, снижает производительность труда.

Ряд работ [5, 15, 43] по расчету стреловых конструкций основан на результатах проведенных экспериментальных исследований физических моделей металлоконструкций стрел для выявления характера колебаний элементов для обоснования расчетных динамических схем.

При проектировании металлоконструкций со сложным нагружением, анализ напряженно-деформированного состояния может быть проведен только на основании решения краевых задач, учитывающих различные нелинейные деформации и свойства материала. Такие задачи решаются численными методами, из которых обладает лучшим методом конечных элементов (МКЭ).

В МКЭ область элемента конструкции делится на мелкие области – элементы – выполняется дискретизация, позволяющая понизить уровень задачи до конечного числа неизвестных, представляя их через аппроксимирующие (интерполирующие) функции. Для большого числа конструктивных элементов, каждый из которых описан своим дифференциальным уравнением, МКЭ является единственным методом, позволяющим рассчитать напряженное состояние конструкции [1, 7, 48].

Такой подход возможен только с использованием компьютеров. Сложно оценить точность таких расчетов без экспериментальной проверки на моделях и изделиях. Разработаны системы проектирования на основе МКЭ, которые расширяют возможности проектирования. В настоящее время разработаны пакеты инженерного анализа на основе МКЭ, которые позволяют исследовать изделия различной сложности, выполнить анализ связей всевозможных параметров, провести их оптимизацию и т. д. Исключается разбивка трехмерных конструкций на плоские элементы и изолированных крупных узлов металлоконструкций. Программные пакеты применимы к любым системам. Сравнительный анализ расчетов с применением МКЭ и классических методов расчета был проведен в работах [16, 49]. Авторы констатировали существенную погрешность классического расчета, в некоторых случаях получались заниженные напряжения, что приводит к отказам и разрушениям элементов металлоконструкции при эксплуатации, в других – завышенные

запасы прочности приводят к увеличению металлоемкости. Классические расчетные схемы в сравнении с МКЭ дают отклонения по абсолютным значениям напряжений вплоть до 60%.

Распространение ЭВМ позволило применить при расчетах пакеты инженерного анализа на основе МКЭ. Каждая из существующих универсальных программных систем обладает своей особенностью и спецификой. При использовании пакетов для конкретных объектов необходимо составить методики подготовки значений нагрузок.

1.5 Постановка задач исследований

При выполнении исследований выбраны два направления исследования возможности повышение эффективности работы и производительности экскаватора-драглайна:

- снижение массы стрелы экскаватора-драглайна за счёт изготовления ее элементов без «излишних» запасов прочности;
- сохранение наполнения ковша в течении транспортирования ковша.

По первому направлению рассмотрена возможность снижения массы стрелы при сохранении массы противовеса, что позволит, при обеспечении неизменным опрокидывающего момента экскаватора, увеличить вместимость ковша. Снизить массу стрелу возможно за счет применения элементов трубы с меньшим сечением, а также и за счет применения улучшенной конструктивной схемы. Уменьшение сечений возможно при исключении «излишних» запасов прочности, что возможно при использовании при расчетах апробированных достоверных методах прочностных расчетов, основанных на методе конечных элементов и реализованных в компьютерных системах, к примеру, АРМ WinMachine.

Для выполнения прочностных расчетов требуется задание внешних нагрузок, действующих на конструкцию стрелы.

По второму направлению возможно выполнить сохранение наполнения ковша, если обеспечить движение ковша с постоянным углом наклона. Для такого обеспечения потребуется математическая модель определения угла наклона ковша по конструктивным параметрам ковша и размерам упряжи.

Таким образом, для исследований возможного повышения эффективности драглайна требуется математическая модель проведения силового анализа.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КАНАТАХ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ КОВША

2.1 Цели определения и особенности определения усилий

Значение усилий необходимы для достижения поставленных целей повышения производительности экскаватора за счет использования упряжи ковша и стрелы с рациональными параметрами.

Усилия в канатах зависят от силы тяжести ковша (груженый или порожний), от траектории перемещения ковша, от ускорений при движении. В рабочем цикле ковш разгоняется и тормозится подъемной и тяговой лебедками, на усилие будет оказывать влияние также и поворотное движение (движения платформы с ускорениями, центробежные силы).

На рис. 2.1 показаны возможные траектории перемещения ковша в точку выгрузки породы и обратно в забой. Область перемещения ковша ограничена зонами растяжки и саморазгрузки.

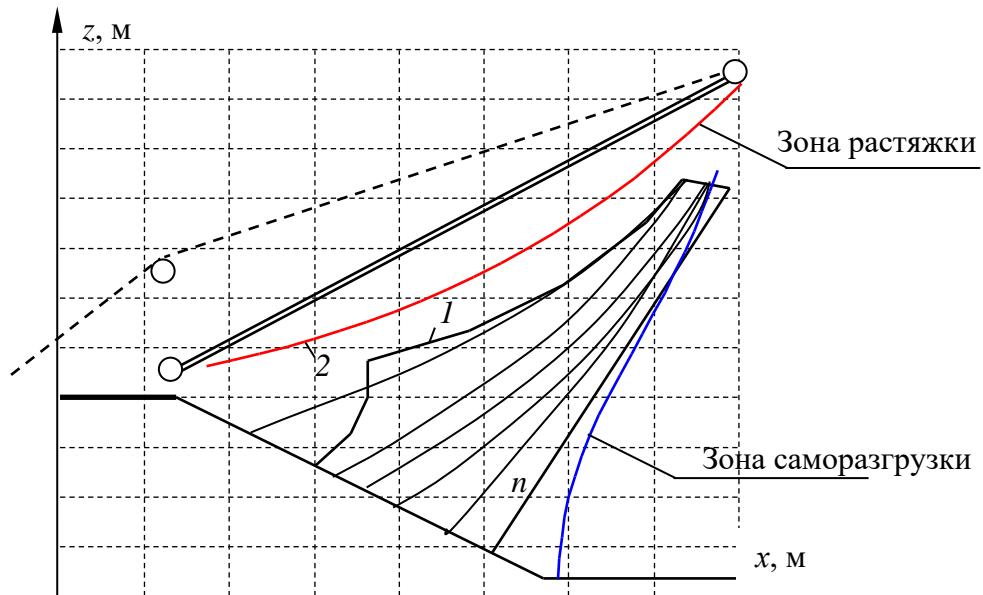


Рисунок 2.1 - Границы рабочей зоны и возможные траектории транспортирования ковша

В известных методиках [12, 28, 35 и др.] при расчете стрел драглайнов используют модели, основанные на расчете статических усилий от силы тяжести груженого ковша, перемещающегося по расчетной траектории

(траектория 1 на рис. 2.1). Динамические нагрузки с помощью коэффициентов динамики.

При создании модели определения усилий в канатах использована система координат, показанная на рис. 2.2.

Схема к составлению модели показана на рис. 2.3.

Исходными данными для этой модели являются:

L_c – длина стрелы (расстояние между осью пяты стрелы и осью головных блоков);

α_c – угол наклона стрелы;

x_{pc}, z_{pc} – координаты оси пяты стрелы;

x_{hb}, z_{hb} – координаты оси направляющих блоков;

r_{hb}, r_{gb} – радиус направляющих и головных блоков;

G_{kg} – сила тяжести груженого или порожнего ковша;

R_t, R_n – радиус барабанов тяговой и подъемной лебедок.

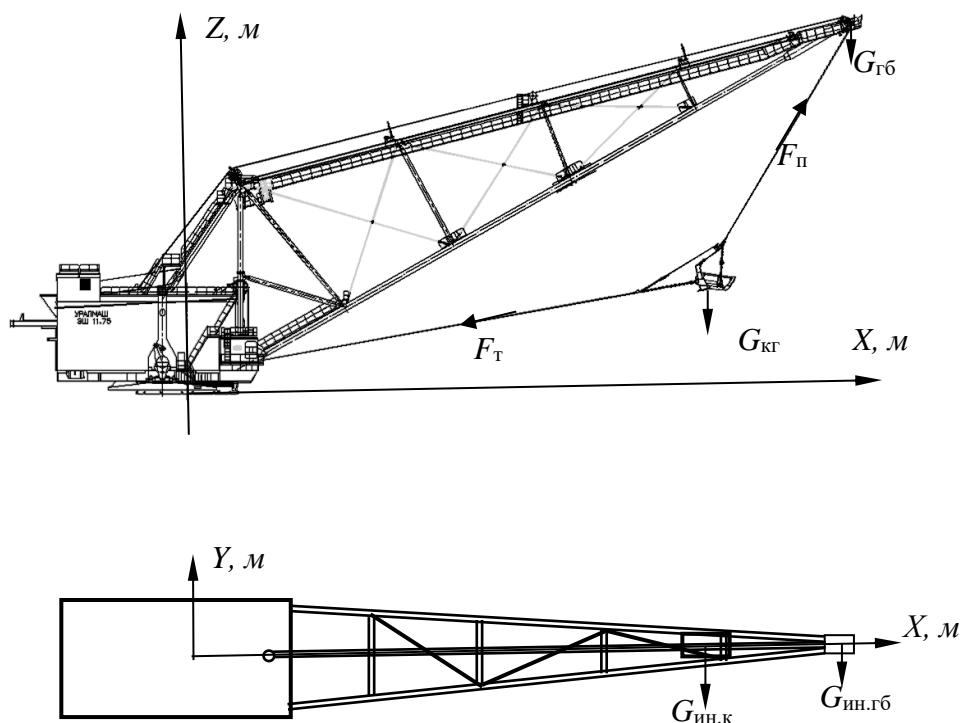


Рисунок 2.2 - Система координат на общем виде драглайна для моделирования

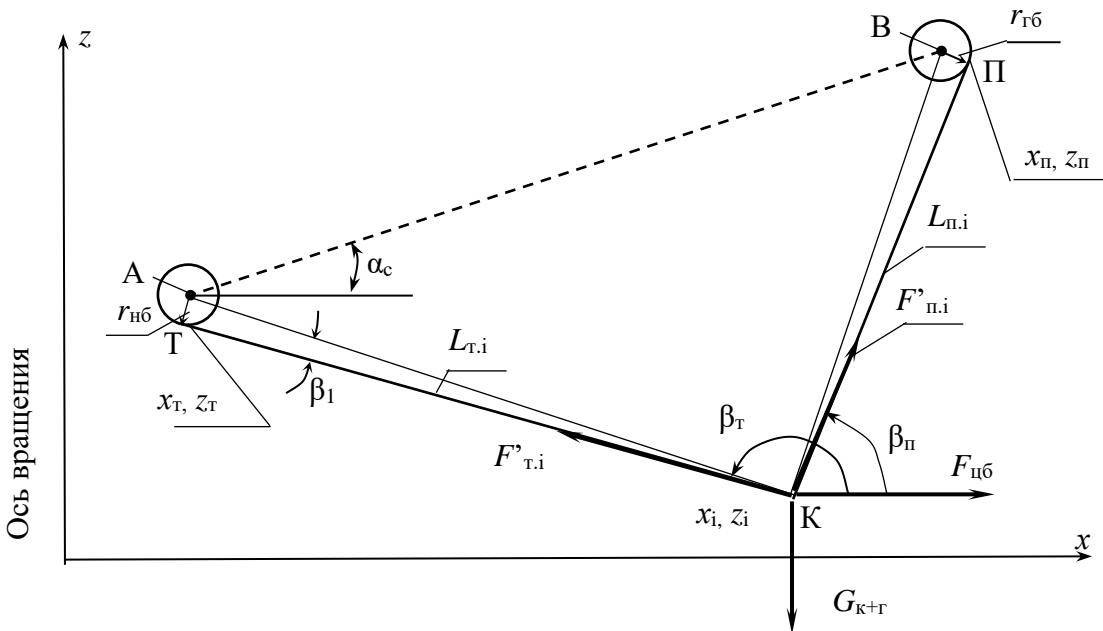


Рисунок 2.3 - Расчетная схема к определению усилий в подъемных
и тяговых канатах

Модель определения усилий предназначена для включения в общую имитационную модель транспортирования ковша, для которой задаются координаты начала ($x_{\text{нк}}, z_{\text{нк}}$) и окончания ($x_{\text{кк}}, z_{\text{кк}}$) копания, точки разгрузки (x_p, z_p). Модель предназначена для проведения исследований и поиска рациональных траекторий транспортирования.

На первом этапе при создании модели использованы допущения:

- 1) центр тяжести ковша совпадает с точкой пересечения подъемных и тяговых канатов;
 - 2) канаты представляют собой нерастяжимые нити (провисание канатов под действием сил тяжести будет учтен в последующих выражениях при исключении этого допущения).

2.2 Модель кинематического анализа

Модель кинематического анализа включает выражения для определения координат при транспортировании ковша по линии канатов.

Координаты оси головных блоков:

$$x_{\Gamma 6} = x_{\pi c} + L_c \cos a_c, \quad (2.1)$$

$$z_{\text{гб}} = z_{\text{пс}} + L_{\text{с}} \sin \alpha_{\text{с}}, \quad (2.2)$$

Длина между осью направляющих блоков и центром тяжести ковша в начальной точке:

$$L_{\text{АК}} = \sqrt{(x_{\text{нк}} - x_{\text{гб}})^2 + (z_{\text{нк}} - z_{\text{гб}})^2} \quad (2.3)$$

Длина между точкой схода тяговых канатов с направляющих блоков и центром тяжести ковша в начальной точке:

$$L_{\text{т.н}} = \sqrt{L_{\text{АК}}^2 - r_{\text{гб}}^2} \quad (2.4)$$

Длина между осью головных блоков и центром тяжести ковша в начальной точке:

$$L_{\text{ВК}} = \sqrt{(x_{\text{нк}} - x_{\text{гб}})^2 + (z_{\text{нк}} - z_{\text{гб}})^2} \quad (2.5)$$

Длина подъемных канатов между точкой схода их с головных блоков и центром тяжести ковша в начальной точке

$$L_{\text{п.н}} = \sqrt{L_{\text{ВК}}^2 - r_{\text{гб}}^2} \quad (2.6)$$

Текущая длина тяговых канатов между осью направляющих блоков и центром тяжести ковша будет определена по значению и скорости вращения тяговых барабанов

$$L_{\text{т.и}} = L_{\text{т.н}} + R_{\text{бт}} \int \omega_{\text{т.и}} dt \quad (2.7)$$

Текущая длина подъемных канатов между осью головных блоков и центром тяжести ковша

$$L_{\text{п.и}} = L_{\text{п.н}} - R_{\text{бп}} \int \omega_{\text{п.и}} dt \quad (2.8)$$

где $\omega_{\text{т.и}}, \omega_{\text{п.и}}$ – скорость вращения барабана лебедки тяги и подъема.

Длина АК при движении ковша

$$L_{\text{АК}} = \sqrt{L_{\text{т.и}}^2 + r_{\text{гб}}^2} \quad (2.9)$$

Длина ВК при движении ковша

$$L_{\text{ВК}} = \sqrt{L_{\text{п.и}}^2 + r_{\text{гб}}^2} \quad . \quad (2.10)$$

Угол между АК и ТК

$$\beta_1 = \arctg \frac{r_{\text{гб}}}{L_{\text{АК}}} \quad (2.11)$$

Углы наклона к горизонту между центром тяжести ковша и точками схода подъемных и тяговых канатов с блоков

$$\beta_{\text{п}} = \alpha_c + \arccos \left(\frac{L_c^2 + L_{\text{БК}}^2 - L_{\text{АК}}^2}{2 \cdot L_c \cdot L_{\text{БК}}} \right) - \arctg \frac{r_{\text{гб}}}{L_{n,i}}; \quad (2.12)$$

$$\beta_{\text{т}} = \alpha_c + \arccos \left(\frac{L_c^2 + L_{\text{БК}}^2 - L_{\text{АК}}^2}{2 \cdot L_c \cdot L_{\text{БК}}} \right) + \arccos \left(\frac{L_{\text{БК}}^2 + L_{\text{АК}}^2 - L_c^2}{2 \cdot L_{\text{БК}} \cdot L_{\text{АК}}} \right) + \arctg \frac{r_{\text{нб}}}{L_{\text{т},i}}. \quad (2.13)$$

Координаты центра тяжести ковша при изменении длин канатов подъема и тяги

$$x_i = x_{\text{нб}} + L_{\text{АК}} \cos(\beta_{\text{т}} - \beta_1); \quad (2.14)$$

$$z_i = z_{\text{нб}} + L_{\text{АК}} \sin(\beta_{\text{т}} - \beta_1). \quad (2.15)$$

2.3 Модель силового анализа

Модель силового анализа включает выражения для определения усилий в подъемных и тяговых канатах и упряжи ковша.

Усилия в канатах определяются силами тяжести груженого или порожнего ковша, собственно канатов, действием центробежных и инерционных сил от поворотного движения поворотной платформы экскаватора.

Исходные данные для расчета усилий от поворотного движения платформы:

$m_{\text{к}}$ – масса ковша груженого $m_{\text{кг}}$ или порожнего $m_{\text{кп}}$;

$R_{\text{б}}$ – радиус барабана подъемной $R_{\text{б,п}}$ или тяговой $R_{\text{б,т}}$ лебедок;

$m_{\text{кан}}$ – масса 1 м каната.

Центробежная сила при повороте поворотной платформы на ковш в плоскости стрелы

$$F_{\text{цб}} = m_{\text{к}} \cdot \omega_{\text{пл},i}^2 x_i, \quad (2.16)$$

где $\omega_{\text{в},i}$ – скорость вращения платформы.

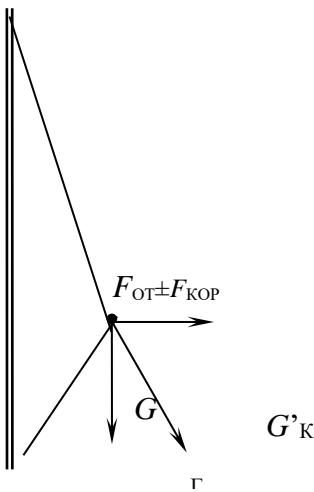


Рисунок 2.14 - Схема расчета усилий при разгоне платформы

При движении поворотной платформы с ускорением ковш начнет отклоняться от вертикальной плоскости (рис. 2.14) и на канаты будут действовать дополнительные нагрузки. Сила, действующая на ковш от ускорений движения платформы

$$F_{ин} = m_k \cdot \varepsilon_{пл.i} x_i, \quad (2.17)$$

где ε_i – угловое ускорение при повороте платформы; x_i – расстояние по горизонтали от оси вращения платформы до центра тяжести ковша.

От ускорения Кориолиса на ковш будет действовать усилие

$$F_{кор} = 2m_k \cdot \omega_{пл.i} v_{пер.i}, \quad (2.18)$$

где $\omega_{пл.i}$ – скорость платформы вращения;

$v_{пер.i}$ – скорость движения переносного.

Усилие от ускорения Кориолиса при разгоне будет действовать в противоположную сторону относительно $F_{ин}$, и совпадать с ним при торможении платформы.

Действие отклоняющей нагрузки на усилия в канатах учитывают введением в формулы расчета $F_{п}$ и $F_{т}$ обобщенной нагрузки

$$G'_{кг} = \sqrt{G^2_{кг} + (F_{ин} \pm F_{кор})^2}. \quad (2.19)$$

П определяются из уравнений равновесия

$$F_{т} = \frac{G'_{к+т} + F_{цб} \operatorname{tg} \beta_{п}}{\sin \beta_{т} - \cos \beta_{т} \cdot \operatorname{tg} \beta_{п}} \quad (2.20)$$

$$F_{п} = -\frac{F_{т} \cdot \cos \beta_{т} + F_{цб}}{\cos \beta_{п}}. \quad (2.21)$$

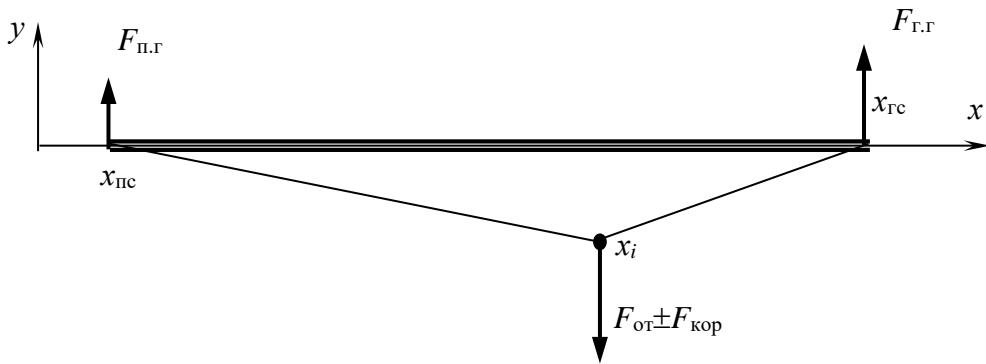


Рисунок 2.15 - Схема к учету действия инерционных сил при повороте

2.4 Учет прогиба канатов при расчете углов

Углы наклона подъемных и тяговых канатов по (2.12), (2.13) не учитывают провисание канатов под действием их сил тяжести.

В [27] выражение для расчета прогиба каната, который определяется по горизонтальной составляющей усилия H (рис. 2.16), действующей на канат. Расчет составляющей горизонтальной может быть выполнен при допущении, что усилие в канате проходит вдоль линии, соединяющей точку схода каната с блоков и центр тяжести ковша. Такое допущение возможно ввиду небольших прогибов каната по сравнению с его длиной

$$H = -F_k \cdot \cos \beta \quad (2.22)$$

где β – угол наклона к горизонтали линии, соединяющей концы каната.

Усилие в канате определяется по закону Гука

$$F_{k,i} = c_{k,i} \cdot \Delta L_{k,i} \quad (2.23)$$

где $c_{k,i}$ – жесткость каната;

$\Delta L_{k,i}$ – изменение длины канатов под действием сил.

Жесткость канатов определяется с учетом его провисания под действием сил тяжести (рис. 2.16).

По горизонтальной составляющей [81] определяем прогиб относительно горизонтальной оси x .

$$z_{k,i} = -\frac{q}{2H} \left(x_0 \cdot x_{k,i} - x^2 \right) + z_0 \frac{x_{k,i}}{x_0}, \quad (2.24)$$

где q – сила тяжести 1 метра каната;

x_0 – проекция канатов на горизонталь;

z_0 – проекция канатов на вертикаль,

$x_{k,i}$, $z_{k,i}$ – вспомогательные параметры для расчета прогиба каната.

Длина каната с учетом прогиба может быть определена численным интегрированием. Организуется цикл изменения x_k с шагом интегрирования Δx_k от нуля до x_0 . На каждом шаге по (2.24) определяется $z_{k,i}$, а затем по $z_{k,i-1}$ из предыдущего цикла расчета определяем длину участка каната на шаге интегрирования

$$\Delta L_{k,i} = \sqrt{\Delta x_{k,i}^2 + (z_{k,i} - z_{k,i-1})^2}. \quad (2.25)$$

Просуммировав все $\Delta L_{k,i}$, длину каната с учетом прогиба L_k . Такие расчеты для подъемных и тяговых канатов.

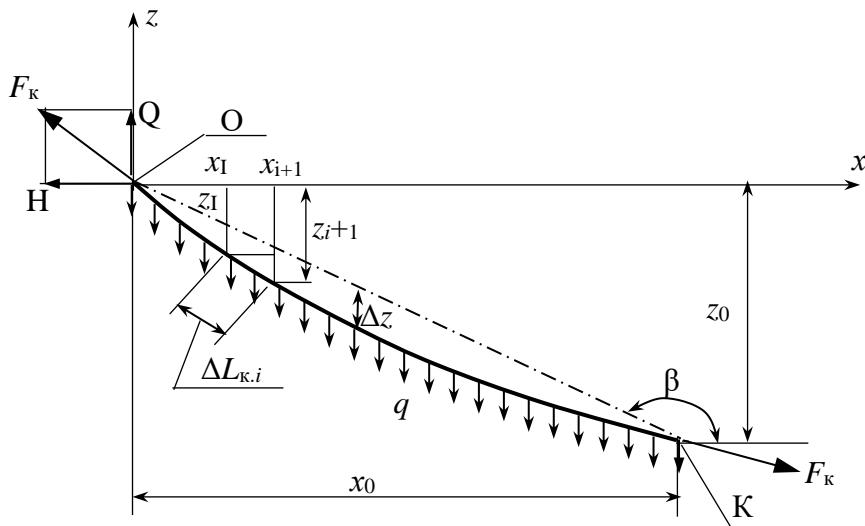


Рисунок 2.16 - Расчетная схема к определению жесткости канатов

Прогиб каната от линии ОК

$$\Delta z_{k,i} = z_{k,i} + x_{k,i} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.26)$$

Максимальный прогиб при $x_{k,i}=x_0/2$

$$\Delta z_{\max} = -\frac{q}{2H} \frac{x_0}{4} + \frac{z_0}{2} + \frac{x_0}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.27)$$

При провисании каната его жесткость будет сравнительно невелика, а чем меньше жесткость связи, соединяющей подвижные массы, тем большие их колебания относительно друг друга. Для рассматриваемой системы «барабан–ковш» в процессе работы лебедки ковш колеблется относительно барабана. При колебаниях будет меняться значение x_0 и, следовательно, длина каната. При изменении длины горизонтальную составляющую усилия можно определить по выражению [81]

$$H = \frac{qx_0}{2\sqrt{6}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{L_k}{x_0} - 1}}. \quad (2.28)$$

2.5 Определение максимальных усилий в канатах

Усилия в тяговых (F_t) и подъемных (F_p) канатах определяются из уравнений равновесия

$$\sum F_x = 0; \sum F_z = 0$$

$$F_{p,стоп} \cos \beta_p - F_{t,стоп} \cos \beta_t + F_{цб} = 0 \quad (2.29)$$

$$F_{p,стоп} \sin \beta_p + F_{t,стоп} \sin \beta_t - G_{кг} = 0 \quad (2.30)$$

Из (2.29)

$$F_{p,стоп} \cos \beta_p = F_{t,стоп} \cos \beta_t - F_{цб}$$

$$\beta_p = \arccos[(F_{t,стоп} \cos \beta_t - F_{цб}) / F_{p,стоп}] \quad (2.31)$$

Из (2.30)

$$F_{t,стоп} \sin \beta_t = G_{кг} - F_{p,стоп} \sin \beta_p$$

$$\beta_t = \arcsin[(G_{кг} - F_{p,стоп} \sin \beta_p) / F_{t,стоп}] \quad (2.32)$$

Для построения зоны растяжки необходимо определить координаты $x_{раст.i}$, $z_{раст.i}$, которые вычисляются в алгоритме следующим образом. В цикле задается значение $x_{раст.i}$, по нему во внутреннем цикле меняется $z_{раст.i}$ начиная от нуля до тех пор, пока углы β_p и β_t не достигнут значений (2.31), (2.32).

По $x_{раст.i}$, $z_{раст.i}$ вычисляются (см. рис. 2.1.3):

$$L_{АК} = \sqrt{(x_{раст.i} - x_{нб})^2 + (z_{раст.i} - z_{нб})^2} \quad (2.33)$$

$$L_{\text{r.i}} = \sqrt{L_{\text{AK}}^2 - r_{\text{h6}}^2} \quad (2.34)$$

$$L_{\text{BK}} = \sqrt{(x_{\text{раст.}i} - x_{\text{г6}})^2 + (z_{\text{раст.}i} - z_{\text{г6}})^2} \quad (2.35)$$

$$L_{\text{n.i}} = \sqrt{L_{\text{BK}}^2 - r_{\text{г6}}^2} \quad (2.36)$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{r_{\text{h6}}}{L_{\text{TK}}}. \quad (2.37)$$

Углы наклона к горизонту между центром тяжести ковша и точками схода подъемных и тяговых канатов с блоков в расчетной точке зоны растяжки

$$\beta_{\text{n}} = \alpha_c + \arccos \left(\frac{L_c^2 + L_{\text{BK}}^2 - L_{\text{AK}}^2}{2 \cdot L_c \cdot L_{\text{BK}}} \right) - \arctg \frac{r_{\text{г6}}}{L_{\text{n.i}}}; \quad (2.38)$$

$$\beta_{\text{t}} = \alpha_c + \arccos \left(\frac{L_c^2 + L_{\text{BK}}^2 - L_{\text{AK}}^2}{2 \cdot L_c \cdot L_{\text{BK}}} \right) + \arccos \left(\frac{L_{\text{BK}}^2 + L_{\text{AK}}^2 - L_c^2}{2 \cdot L_{\text{BK}} \cdot L_{\text{AK}}} \right) + \arctg \frac{r_{\text{h6}}}{L_{\text{t.i}}}. \quad (2.39)$$

Координаты центра тяжести ковша при изменении длин канатов подъема и тяги

$$x_i = x_{\text{h6}} - L_{\text{AK}} \cos(\beta_{\text{t}} - \beta_1); \quad (2.40)$$

$$z_i = z_{\text{h6}} + L_{\text{AK}} \sin(\beta_{\text{t}} - \beta_1). \quad (2.41)$$

Усилия в канатах

$$F_{\text{t}} = \frac{G_{\text{k}} + F_{\text{цб}} \operatorname{tg} \beta_{\text{n}}}{\sin \beta_{\text{t}} - \cos \beta_{\text{t}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{\text{n}}}, \quad F_{\text{n}} = - \frac{F_{\text{t}} \cdot \cos \beta_{\text{t}} + F_{\text{цб}}}{\cos \beta_{\text{n}}}, \quad (2.42)$$

где $F_{\text{цб}}$ – центробежная сила, действующая на ковш:

$$F_{\text{цб}} = m_{\kappa+\varepsilon} \omega_{\text{пл}}^2 x_i;$$

x_i – расстояние от оси вращения платформы экскаватора до центра тяжести ковша;

$\omega_{\text{пл}}$ – скорость поворота платформы.

По представленным выражениям проведены расчеты для экскаватора ЭШ-20.90. Результаты расчета в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Результаты расчета усилий в канатах при положении ковша на границе зоны «растяжки»

Координаты ковша		Длина каната		Усилия в канатах, кН		Проекции усилий канатов подъема к ковшу и к блоку надстройки		Инерционная сила на ковш, кН	Усилие на голову стрелы от инерционной силы ковша, кН
x	y	подъема	тяги	подъема	тяги	на ось Y	на ось Z		
12.2	3.0	63.9	4.7	489.0	425.3	867.0	446.0	10.9	2.3
15.1	2.9	62.5	7.5	488.2	420.1	858.8	455.7	13.4	2.2
17.9	3.0	59.1	10.4	489.5	416.7	854.2	467.3	16.0	3.3
20.8	3.2	56.7	13.2	489.2	412.8	846.3	477.2	18.5	4.8
23.6	3.6	54.2	16.1	489.9	407.8	840.0	488.0	22.0	6.4
26.5	4.1	52.6	19.0	489.2	402.4	830.8	497.4	23.6	8.3
29.3	4.7	49.0	22.8	489.8	398.1	823.6	507.9	26.1	10.4
32.2	5.6	46.3	24.8	489.6	392.8	814.5	517.7	28.7	12.8
35.0	6.5	43.6	27.7	489.8	387.8	805.7	527.7	32.2	15.4
37.9	7.7	40.7	30.7	489.4	382.0	795.3	537.1	33.8	18.2
40.8	9.1	37.8	33.7	489.8	376.8	785.8	547.1	36.3	22.3
43.6	10.6	34.7	36.8	489.7	370.8	775.0	556.8	38.8	24.6
46.5	12.4	32.5	40.0	489.8	364.7	763.8	566.5	42.4	28.2
49.3	14.5	28.1	43.2	489.7	358.1	752.5	576.0	43.9	32.0
52.2	16.9	24.4	46.7	489.8	352.3	739.0	585.8	46.5	36.0
55.0	19.6	20.5	50.2	489.9	344.0	725.3	595.5	49.0	40.3
57.9	22.8	16.3	54.0	490.0	336.1	710.4	605.2	52.6	44.8
60.8	26.6	12.6	58.0	489.3	326.6	692.9	614.3	54.1	49.6
63.6	32.1	6.3	62.5	489.0	316.5	674.0	623.8	56.7	54.6

Полученные значения усилий используются в модели поиска рациональных параметров стрелы.

2.6 Выводы по разделу

Разработанная математическая модель и реализующий ее программный модуль позволяет:

- определять по положению ковша усилия в подъемном и тяговом канате, углы наклона канатов с учетом их прогиба под собственным весом;
- определять максимальные усилия в зоне растяжки.

3. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ КОВША

Для достижения поставленной цели повышения производительности экскаватора за счет уменьшения потерь при транспортировании ковша к месту выгрузки в отвал требуется составить математические модели определения объема горной массы при изменении угла наклона ковша. При разработке математической модели возникла сложность определения объема «шапки», т. е. объема горной массы, расположенного выше стенок ковша. Такой объем может быть определен, используя характеристики транспортируемой горной массы, в частности, углов естественного откоса или используя результаты обработки наблюдений реальной эксплуатации. При использовании углов естественного откоса объем «шапки» над ковшом должен иметь вид в виде пирамиды, но в реальности такого не наблюдается. Это выявлено при наблюдениях эксплуатации драглайнов.

3.1 Работа драглайна в реальных условиях

Для расчета объема «шапки» в методику решено было включить коэффициент относительной высоты шапки – отношение высоты «шапки» к высоте ковша до верха стенок. Для определения численного значения этого коэффициента выполнен анализ публикаций фотографий и видео процесса транспортирования ковша в карьерах на сайтах, а также выполнены наблюдения эксплуатации драглайна в реальных условиях ПАО «Ураласбест». Результат наших наблюдений приведен на рис. 3.1-3.4.

После обработки экспериментальных данных и данных публикаций получены средние значения коэффициента относительной высоты «шапки».

Таблица 3.1 – Средние значения относительной высоты «шапки»

Породы	Объем ковша	Высота ковша	Относительная высота
Глинистые	10; 11; 20	1,5; 1,55; 2	0,28
Песчаные	10; 11; 20	1,5; 1,55; 2	0,16
Взорванные	10; 11; 20	1,5; 1,55; 2	0,055

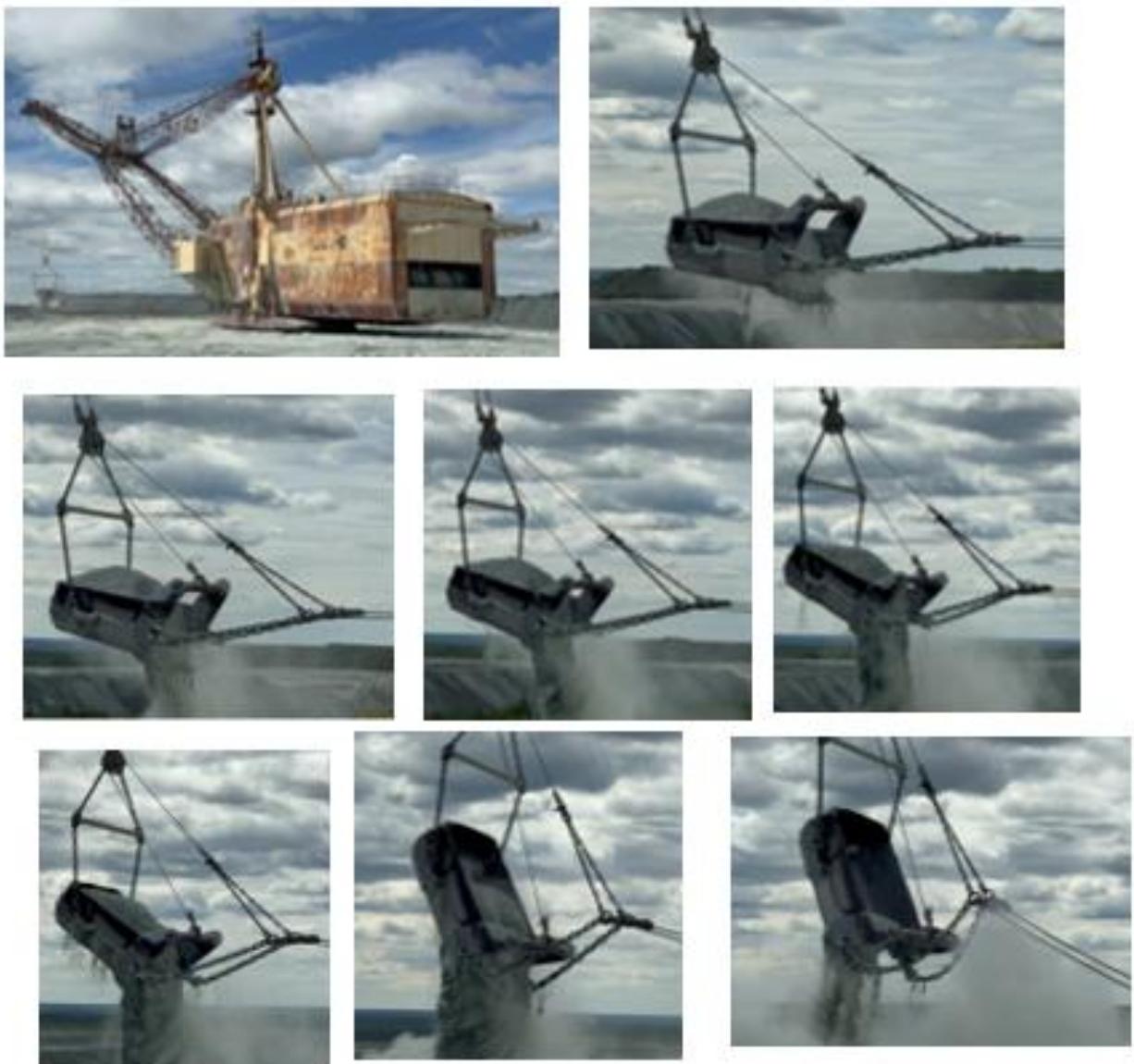


Рисунок 3.1 – Процесс транспортирования горной массы драглайном ЭШ-10/70
(фото отражают реальный процесс одного цикла)

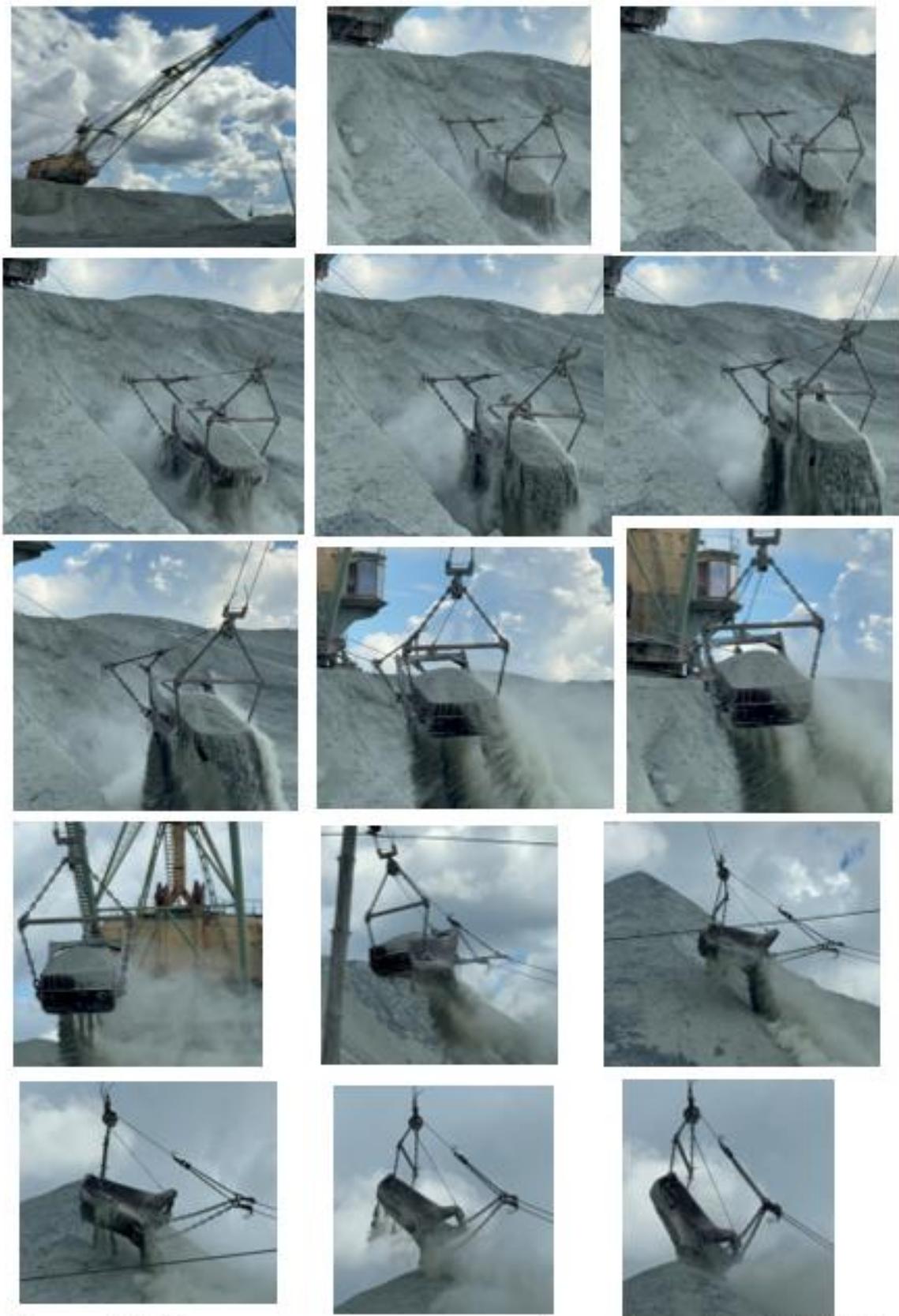


Рисунок 3.2 – Процесс транспортирования горной массы драглайном ЭШ-10/70 |



Рисунок 3.3 – Процесс транспортирования горной массы драглайном ЭШ-10/70



Рисунок 3.4 – Процесс транспортирования горной массы драглайном ЭШ-10/70

3.2 Параметры подвески ковша и обоснование критерия

Параметрами подвески ковша драглайна являются:

- длины подъемных и тяговых цепей,
- длина разгрузочного каната,
- координаты точек крепления цепей и канатов к ковшу.

От этих параметров во многом зависит эффективность рабочего процесса драглайна:

- эффективность процесса копания и разгрузки ковша,
- технологические возможности экскаватора,
- производительность экскаватора;
- нагруженность ковша, стрелы, блоков, механизмов и конструкций экскаватора.

Высота крепления тяговых цепей влияет на устойчивость ковша от опрокидывания при копании. Соотношение длин элементов подвески определяет возможность управления ковшом при копании. При натяжении подъемного каната усилие в разгрузочном канате должно быть достаточным для поворота ковша зубьями вверх с целью уменьшения толщины срезаемой стружки.

Размеры элементов подвески определяют условия равновесия ковша при транспортировании, следовательно, границы зоны саморазгрузки, интенсивность разгрузки ковша.

Длина тяговых цепей определяет границу приближения ковша к экскаватору, т.е. задает минимальный радиус черпания и, следовательно, величину передвижки экскаватора.

Длина подъемных цепей определяет минимальное расстояние приближения ковша к головным блокам, тем самым задавая максимально возможную высоту отвала и, следовательно, его вместимость. В связи с этим размеры элементов подвески должны быть по возможности минимальными.

Параметры подвески влияют на наклон днища ковша при выполнении транспортных операций и, следовательно, на объем грунта в ковше, который будет доставлен к месту выгрузки, и значит на производительность экскаватора.

Наклон днища определяется усилиями в элементах подвески при заданной силе тяжести груженого ковша. Усилия зависят от взаимной

ориентации элементов подвески, определяемых их размерами и координатами точек присоединения их к ковшу.

Машинист экскаватора стремится обеспечить при транспортировке груженого ковша по соответствующей траектории оптимальный угол наклона днища ковша и, следовательно, максимальный объем грунта в нем. Это достигается управлением подъемной и тяговой лебедками. Траектории движения влияют не только на объем породы в ковше, но и на усилиях в подъемных и тяговых канатах, на нагруженности механизмов и конструкций экскаватора, на затраты электроэнергии при транспортировании.

Задача выбора рациональной траектории может решаться с использованием различных критериев.

Выбор какого-то общего критерия оптимальности параметров подвески ковша, который бы учитывал все многообразие показателей, представляется в принципе возможным, например, в виде минимума приведенных затрат на экскавацию единицы объема горной массы, поскольку все перечисленные показатели сводятся к производительности, к капитальным и эксплуатационным затратам. При решении частных задач можно воспользоваться и более простыми критериями, такими, например, как производительность, затраты электроэнергии и др. Нами в настоящей работе принят *критерий сохранения наибольшего объема в ковше* при переносе ковша в точку разгрузки.

Для проведения оптимизации по определению численного значения критерия составляется целевая функция, которая в данном случае содержит математические модели определения угла наклона ковша и объем горной массы в ковше.

3.3 Математическая модель кинематического и силового анализа подвески ковша драглайна

Для исследования влияния параметров подвески ковша на эффективность выполнения отдельных операций необходимы аналитические зависимости, характеризующие взаимодействие элементов подвески и корпуса ковша с учетом приложенных внешних усилий. Такие зависимости могут быть получены по условиям равновесия ковша с подвеской.

Цель моделирования:

- определение действующих усилий на стрелу экскаватора для проверки ее на прочность и устойчивость;
- исследование возможности повышения производительности экскаватора драглайна при обеспечении движения по траектории уменьшающей просыпание породы при транспортировании;
- создание методики определения параметров упряжи ковша.

При обеспечении движения ковша по траектории, на которой угол наклона ковша остается неизменным будет исключено просыпание горной массы и это приведет к увеличению производительности экскаватора.

Разработанная математическая модель предназначена для последующего включения ее в систему управления транспортированием ковша.

Сложность математического описания исследуемого объекта вызвана наличием гибких связей в виде разгрузочного, тягового и подъемных канатов. Угол наклона ковша зависит от усилий в тяговом ($F_{\text{тяг}}$) и подъемном ($F_{\text{под}}$) канатах, угла наклона этих канатов (рис. 3.5). В зависимости от значений указанных параметров будут меняться положение осей крепления тяговых канатов к тяговой цепи к разгрузочному канату (т. H на рис. 3.5) и подъемных канатов к подъемной цепи и тяги блока разгрузочного каната (т. D на рисунке 3.5), что и вызовет изменение наклона ковша.

Получить математические зависимости для определения положения осей H и D через усилия, углы наклона, линейные размеры ковша, силу тяжести ковша не представилось возможным из-за сложных взаимосвязей параметров,

особого влияния разгрузочных канатов. Решено было использовать поисковые методы для определения угла наклона ковша.

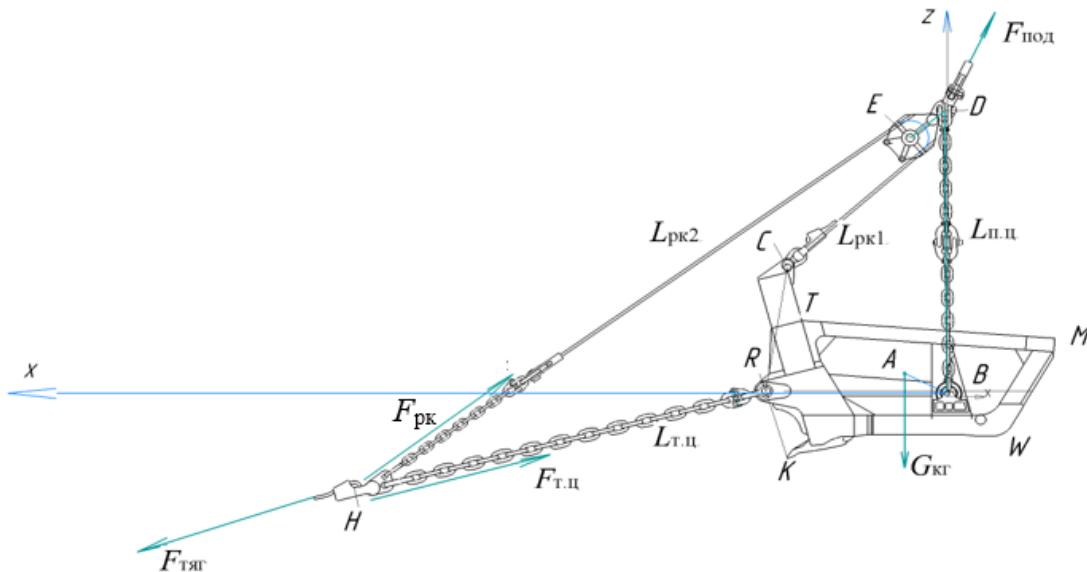


Рисунок 3.5 - Схема ковша

В отдельной процедуре вычисляются усилия и углу подъемных и тяговых канатов при положении ковша в расчетной точке.

Поиска допустимого решения организован по следующему алгоритму:

1. Начальные значения при использовании в циклах:

- задается интервал поиска по углу наклона подъемных цепей к вертикали, минимальное значение на 2° , а максимальное на 70° больше расчетного угла наклона подъемных канатов к горизонту;

- задается интервал возможного угла наклона днища ковша (-40° до 40°).

2. Начиная с минимального значения угла организуется внешний цикл (Цикл 1) изменения угла наклона подъемных цепей в интервале задаваемого минимального значения (принимается на 2° больше угла наклона подъемных канатов) и максимального значения. Выход из цикла достижения угла наклона подъемных цепей и днища ковша при обеспечении условия удержания ковша усилиями в тяговых цепях и разгрузочном канате и заданной длине разгрузочного каната.

3. Внутри цикла изменения угла наклона подъемных цепей вызывается (Цикл 2) изменения угла наклона днища ковша. Выход из цикла

достижения угла наклона подъемных цепей и днища ковша при обеспечении условия удержания ковша усилиями в тяговых цепях и разгрузочном канате и заданной длине разгрузочного каната.

4. Из Цикла 2 вызывается Цикл 3 поиска положения оси Н (см. рис. 3.5) крепления тяговых цепей к тяговым канатам по ограничениям:

- расчетная длина разгрузочного каната, определенная по углу наклона ковша и положению точки Н, должна была равна заданной;
- усилие в тяговой цепи должно быть больше нуля;
- расчетное значение усилия в подъемных канатах по условию равновесия ковша относительно точки В должно проходить по биссектрисе угла между тяговыми цепями и разгрузочным канатом.

Углы наклона днища, не обеспечивающие указанные условия исключаются из возможных решений.

По координатам точек D и H , обеспечивающих заданную длину разгрузочного каната, определяются усилия в подъемных и тяговых цепях, разгрузочном канате и проверяется условие равновесия под действием момента от этих усилий и опрокидывающего момента от силы тяжести груженого ковша.

Для применения в указанных циклах требуются выражения для расчета координат и углов наклона всех элементов ковша, усилий в разгрузочном канате, цепях, подъемных и тяговых канатах по задаваемым или изменяемым координатам точки D и углу наклона днища ковша.

3.3.1 Математическая модель кинематического анализа

За начало координат при составлении математического описания принята точка B – ось крепления подъемных цепей к ковшу.

Исходными данными служат:

- конструктивные размеры ковша, задаваемые координатами точек $A, R, C, D, E, H, T, K, M, W$ (рис. 3.5) относительно принятой системы координат при горизонтальном расположении днища ковша;

- конструктивные параметры: длина подъемных ($L_{\text{п.п.}}$) и тяговых ($L_{\text{т.п.}}$) цепей, длина разгрузочного каната ($L_{\text{рк}}$), диаметр разгрузочного шкива ($d_{\text{рш}}$), длина тяги DE ;
- силовые параметры усилие в подъемных ($F_{\text{пк}}$) и тяговых ($F_{\text{тк}}$) канатах, углы наклона подъемных ($\beta_{\text{п.}}$) и тяговых ($\beta_{\text{т.}}$) канатов при транспортировании ковша, сила тяжести груженого ковша ($G_{\text{кг}}$).

По координатам ковша при его горизонтальном (исходном) положении для последующих расчетов определяются линейные размеры отрезков, соединяющих ось крепления подъемных цепей (т. B) и точки расчетной схемы ковша, а также углы наклона этих отрезков относительно горизонтали.

Размеры отрезков

$$L_{BA} = \sqrt{x_A^2 + z_A^2} \quad (3.1)$$

$$L_{BC} = \sqrt{x_C^2 + z_C^2} \quad (3.2)$$

$$L_{BK} = \sqrt{x_K^2 + z_K^2} \quad (3.3)$$

$$L_{BR} = \sqrt{x_R^2 + z_R^2} \quad (3.4)$$

$$L_{BT} = \sqrt{x_T^2 + z_T^2} \quad (3.5)$$

$$L_{BM} = \sqrt{x_M^2 + z_M^2} \quad (3.6)$$

$$L_{BW} = \sqrt{x_W^2 + z_W^2} \quad (3.7)$$

Угол наклона к горизонтали отрезка BA

$$\angle_{ABx} = \arctg \frac{z_A}{x_A} \quad (3.8)$$

Угол наклона к горизонтали отрезка BC

$$\angle_{CBx} = \arctg \frac{z_C}{x_B} \quad (3.9)$$

Угол наклона к горизонтали отрезка BR

$$\angle_{RBx} = \arctg \frac{z_R}{x_R} \quad (3.10)$$

Угол наклона к горизонтали отрезка BK

$$\angle_{KBx} = \arctg \frac{z_K}{x_K} \quad (3.11)$$

После заполнения ковша при копании происходит его транспортирование в точку разгрузки по траекториям. В процессе транспортирования меняется угол наклона ковша и при некоторых ковш наклоняется в сторону разгрузки и часть породы просыпается, тем самым уменьшается производительность.

Поворот происходит относительно оси крепления подъемных цепей (т. *B*) на угол ψ при этом меняются координаты точек расчетной схемы ковша. В

$$x_{Ai} = L_{BA} \cdot \cos (\angle_{ABx} + \psi) \quad (3.12)$$

$$z_{Ai} = L_{BA} \cdot \sin (\angle_{ABx} + \psi) \quad (3.13)$$

$$x_{Ci} = L_{BC} \cdot \cos (\angle_{CBx} + \psi) \quad (3.14)$$

$$z_{Ci} = L_{BC} \cdot \sin (\angle_{CBx} + \psi) \quad (3.15)$$

$$x_{Ki} = L_{BK} \cdot \cos (\angle_{KBx} + \psi) \quad (3.16)$$

$$z_{Ki} = L_{BK} \cdot \sin (\angle_{KBx} + \psi) \quad (3.17)$$

$$x_{Ri} = L_{BR} \cdot \cos (\angle_{RBx} + \psi) \quad (3.18)$$

$$z_{Ri} = L_{BR} \cdot \sin (\angle_{RBx} + \psi) \quad (3.19)$$

$$x_{Ti} = L_{BR} \cdot \cos (\angle_{TBx} + \psi) \quad (3.20)$$

$$z_{Ti} = L_{BR} \cdot \sin (\angle_{TBx} + \psi) \quad (3.21)$$

$$x_{Mi} = L_{BM} \cdot \cos (\angle_{MBx} + \psi) \quad (3.22)$$

$$z_{Mi} = L_{BM} \cdot \sin (\angle_{MBx} + \psi) \quad (3.23)$$

$$x_{Wi} = L_{BW} \cdot \cos (\angle_{WBx} + \psi) \quad (3.24)$$

$$z_{Wi} = L_{BW} \cdot \sin (\angle_{WBx} + \psi) \quad (3.25)$$

В математическую модель для алгоритма поиска возможного решения необходимо включить все выражения, а также ограничения, по которым можно определить искомые параметры. Ограничениями будут выражения возможного перемещения точек *H* и *D*, длины разгрузочного каната, тяговой и подъемной цепей.

Ограничения по координатам.

1. Точка *D* должна находиться на окружности с центром *B* радиусом BD ($L_{\text{пп}}$).
2. Точка *E* должна находиться на окружности с центром *D* радиусом DE , причем DE должна находиться на биссектрисе угла \angle_{HEC} .

Тяговая цепь позволит перемещать точку H только по окружности относительно точки R . Уравнение, реализующее эти ограничение, будет уравнение окружности в центре R

$$(x_{Hi} - (x_{Ri})^2 + (z_{Hi} - z_{Ri})^2 = L_{\text{тц}}^2 \quad (3.26)$$

Подъемная цепь обеспечит перемещение точки D по окружности относительно точки B . Уравнение, реализующее эти ограничения, будет уравнение окружности в центре B :

$$(x_{Di} - x_B)^2 + (z_{Di} - z_B)^2 = L_{\text{пц}}^2 \quad (3.27)$$

Перемещение точки E возможно только по окружности относительно точки D с радиусом DE . Уравнение, реализующее эти ограничения, будет уравнение окружности в центре D

$$(x_{Ei} - x_{Di})^2 + (z_{Ei} - z_{Di})^2 = DE^2 \quad (3.28)$$

В алгоритме, в качестве начальных значений для поиска допустимого решения, будут задаваться координаты, например, z_{Hi} , z_{Di} и по ним вычисляться x_{Hi} , x_{Di}

Из (3.26 и 3.27)

$$x_{Hi} = x_{Ri} + [L_{\text{тц}}^2 - (z_{Hi} - z_{Ri})^2]^{0.5} \quad (3.30)$$

$$x_{Di} = x_B + [L_{\text{пц}}^2 - (z_{Di} - z_B)^2]^{0.5} \quad (3.31)$$

Полученные значения координат точек H и D используются для расчета координат т. E и длины разгрузочного каната.

Угол наклона подъемных цепей к горизонту

$$\angle_{DBx} = \arcsin \frac{z_{Di} - z_B}{L_{\text{пц}}} \quad (3.32)$$

Угол наклона тяговых цепей к горизонту

$$\angle_{HRx} = \arcsin \frac{z_{Hi} - z_{Ri}}{L_{\text{тц}}} \quad (3.33)$$

Длина отрезка DR

$$L_{DR} = \sqrt{(x_{Ri} - x_{Di})^2 + (z_{Ri} - z_{Di})^2} \quad (3.34)$$

Длина отрезка DH

$$L_{DH} = \sqrt{(x_{Hi} - x_{Di})^2 + (z_{Hi} - z_{Di})^2} \quad (3.35)$$

По теореме косинусов угол треугольника HDR

$$\angle_{HDR} = \arccos[(L_{DR}^2 + L_{DH}^2 - L_{TH}^2) / (2L_{DR}L_{DH})] \quad (3.36)$$

Угол наклона линии *DR* к горизонту

$$\angle_{DRx} = \arcsin \frac{z_{Di} - z_{Ri}}{L_{DR}} \quad (3.37)$$

Длина отрезка *DC*

$$L_{DC} = \sqrt{(x_{Ci} - x_{Di})^2 + (z_{Ci} - z_{Di})^2} \quad (3.38)$$

Длина отрезка *HC*

$$L_{HC} = \sqrt{(x_{Ci} - x_{Hi})^2 + (z_{Ci} - z_{Hi})^2} \quad (3.39)$$

Угол наклона линии *DC* к горизонту

$$\angle_{DCx} = \arcsin \frac{z_{Di} - z_{Ci}}{L_{DC}} \quad (3.40)$$

По теореме косинусов угол треугольника HDC

$$\angle_{HDC} = \arccos[(L_{DH}^2 + L_{DC}^2 - L_{HC}^2) / (2L_{DH}L_{DC})] \quad (3.41)$$

Угол наклона линии *DH* к горизонту

$$\angle_{DHx} = \arcsin \frac{z_{Di} - z_{Hi}}{L_{DH}} \quad (3.42)$$

Угол наклона линии *DE* к горизонту

$$\angle_{DEX} = (\angle_{DHx} + \angle_{DCx})/2 \quad (3.43)$$

Координаты точки *E* – оси блока разгрузочного каната

$$x_E = x_{Di} + L_{DE} \cdot \cos \angle_{DEX} \quad (3.44)$$

$$z_E = z_{Di} - L_{DE} \cdot \sin \angle_{DEX} \quad (3.45)$$

Из треугольника *HEC*

$$L_{HE} = \sqrt{(x_{Hi} - x_{Ei})^2 + (z_{Hi} - z_{Ei})^2} \quad (3.46)$$

$$L_{CE} = \sqrt{(x_{Ci} - x_{Ei})^2 + (z_{Ci} - z_{Ei})^2} \quad (3.47)$$

Длина ветви разгрузочного каната L_{pk1}

$$L_{pk1} = \sqrt{L_{CE}^2 - (d_{pw}/2)^2} \quad (3.48)$$

Длина ветви разгрузочного каната L_{pk2}

$$L_{pk2} = \sqrt{L_{HE}^2 - (d_{pw}/2)^2} \quad (3.49)$$

По теореме косинусов

$$\angle_{HEC} = \arccos \frac{L_{HE}^2 + L_{CE}^2 - L_{HC}^2}{2 \cdot L_{HE} \cdot L_{CE}} \quad (3.50)$$

Углы наклона отрезка НЕ к горизонту

$$\angle_{EHx} = \arcsin \frac{z_{Ei} - z_{Hi}}{L_{HE}} \quad (3.51)$$

Угол между отрезком НЕ и ветвью разгрузочного каната

$$\angle_{EHE'} = \arcsin \frac{0.5d_{\text{рш}}}{L_{HE}} \quad (3.52)$$

Углы наклона отрезка СЕ к горизонту

$$\angle_{ECx} = \arcsin \frac{z_{Ei} - z_{Ci}}{L_{CE}} \quad (3.53)$$

Угол между отрезком ЕС и ветвью разгрузочного каната

$$\angle_{ECE'} = \arcsin \frac{0.5d_{\text{рш}}}{L_{CE}} \quad (3.54)$$

Угол наклона ветвей разгрузочного каната к горизонту

$$\gamma_{\text{рк1}} = \angle_{EHx} + \angle_{ECE'} \quad (3.55)$$

$$\gamma_{\text{рк2}} = \angle_{EHx} - \angle_{EHE'} \quad (3.56)$$

Угол наклона биссектрисы угла β

$$\gamma = (\angle_{EHx} + \angle_{ECx})/2 \quad (3.57)$$

Уточнение координаты точки Е

$$x_E = x_{Di} + L_{DE} \cdot \cos \gamma \quad (3.58)$$

$$z_E = z_{Di} - L_{DE} \cdot \sin \gamma \quad (3.59)$$

Угол обхвата разгрузочного шкива канатом

$$\beta = \angle_{HEC} - \angle_{EHE'} - \angle_{ECE'} \quad (3.60)$$

Расчетная длина разгрузочного каната при положении разгрузочного шкива в точке Е и тяговых цепей в точке Н

$$L_{\text{рк.р}} = L_{\text{рк1}} + L_{\text{рк2}} + \beta \cdot d_{\text{рш}} \quad (3.61)$$

В алгоритме присутствует цикл поиска положения точки Н - по изменяемому значению z_{Hi} по (3.30-3.61) определяется $L_{\text{рк.р}}$, сравнивается с заданной длиной разгрузочного каната $L_{\text{рк}}$. Завершение поиска выходом из

цикла при достижении допустимой погрешности отклонения расчетной длины разгрузочного каната по (3.61) и заданной длины разгрузочного каната.

Для последующих расчетов усилий в упряжи ковша определяются углы между канатами и векторами сил в упряжи.

Углы для узла D (рис. 3.6)

$$\delta_{DE} = \beta_{\pi} - \angle_{DEx} \quad (3.62)$$

$$\delta_{BD} = \angle_{DBx} - \beta_{\pi} \quad (3.63)$$

где β_{π} угол наклона к горизонту подъемных канатов; δ_{DE} – угол между вектором усилия в тяге DE и вектором усилия в подъемном канате F_{π} ; δ_{BD} – угол между вектором усилия в подъемной цепи BD и вектором усилия в подъемном канате.

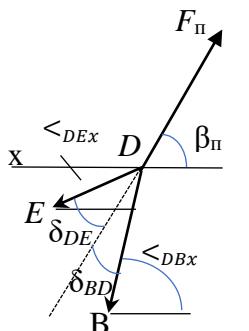


Рисунок 3.6 –
Схема сил узла D

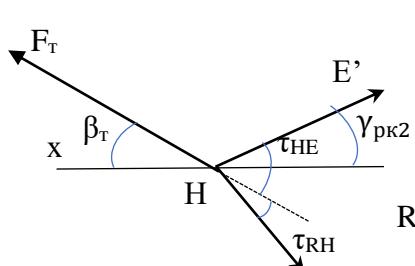


Рисунок 3.7 –
Схема сил узла H

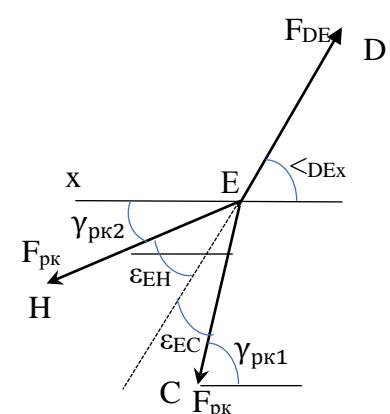


Рисунок 3.8 –
Схема сил узла E

Углы для узла H (рис. 3.7)

$$\tau_{HE} = \gamma_{pk2} + \beta_t$$

$$\tau_{RH} = \angle_{RHx} - \beta_t \quad (3.64)$$

где τ_{RH} – угол между вектором усилия в тяговой цепи RH и вектором усилия в тяговом канате F_t ;

τ_{HE} – угол между вектором усилия в разгрузочном канате и вектором усилия в тяговом канате F_t .

Углы для узла E (рис. 3.8)

$$\varepsilon_{EH} = \angle_{DEx} - \gamma_{pk2} \quad (3.65)$$

$$\varepsilon_{EC} = \gamma_{pk1} - \angle_{DEx} \quad (3.66)$$

Ковш подвешен на канатах, что усложняет определение положения его элементов. Решение осуществляется поиском допустимого решения с последующим уточнением результатов.

На первом этапе углом наклона подъемной цепи \angle_{DBx} (принимается на 5° больше угла наклона подъемных канатов) задается начальное положение оси D.

Координаты оси D

$$x_{Di} = L_{\text{пц}} \cdot \cos \angle_{DBx} \quad (3.67)$$

$$z_{Di} = L_{\text{пц}} \cdot \sin \angle_{DBx} \quad (3.68)$$

После расчета координат точек расчетной схемы по заданному углу наклона подъемных цепей, выполняется уточнение положения осей D и E.

Тяга DE расположения по биссектрисе между ветвями разгрузочного каната, угол наклона ее к оси x

$$\angle_{DEx} = 0.5(\gamma_{\text{pk1}} + \gamma_{\text{pk2}}) \quad (3.69)$$

По этому углу уточняется положение оси D по (3.67, 3.68), и по ним определяются координаты оси E

$$x_{Ei} = x_{Di} - L_{DE} \cdot \cos \angle_{DEx} \quad (3.70)$$

$$z_{Ei} = z_{Di} - L_{DE} \cdot \sin \angle_{DEx} \quad (3.71)$$

3.3.2 Математическая модель силового анализа

В математическую модель входят выражения расчета усилий в тяговой и подъемной цепях, разгрузочном канате и других элементах упряжи ковша.

Особенностью рассматриваемой механической системы ковша драглайна является его подвеска на гибких подъемных и тяговых канатах. Тяговые канаты передают усилия на тяговые цепи и разгрузочный канат, а подъемные канаты – на подъемные цепи и через тягу DE к блокам разгрузочного каната (см. рис. 3.9). Силы тяжести цепей и разгрузочного каната по сравнению с усилиями подъема и тяги очень малы, для модели силового анализа ими можно пренебречь.

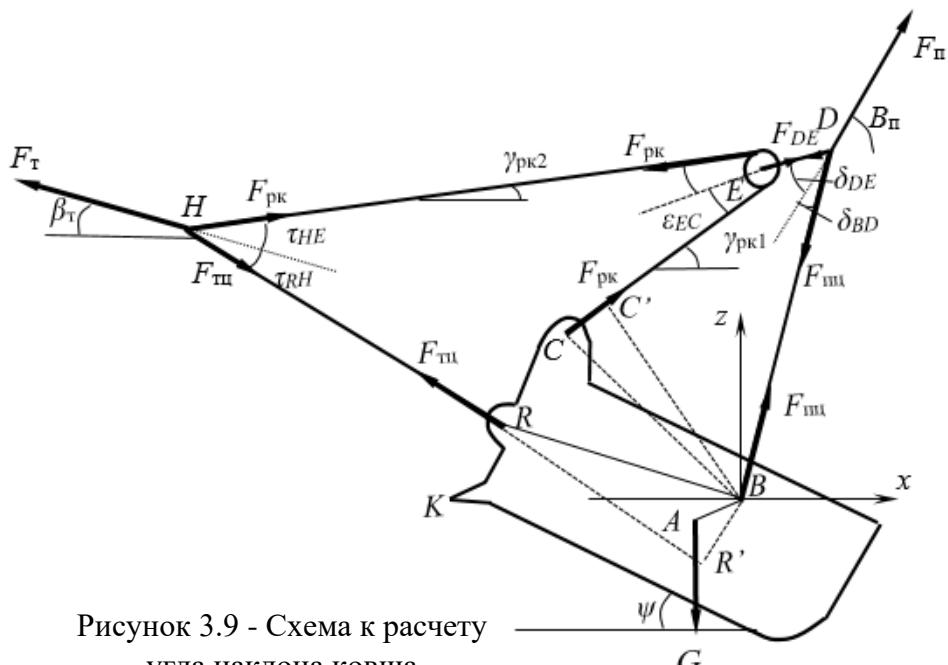


Рисунок 3.9 - Схема к расчету
угла наклона ковша

Расчетное положение ковша, характеризуемое углом наклона днища, определяется с учетом действующих сил. Ковш должен находиться в положении, когда опрокидывающий момент от силы тяжести относительно оси *B* уравновешивается моментом от усилия в тяговой цепи и разгрузочном канате. По этому условию определяется угол наклона ковша и положение точки *H*. Положение оси *E* - блока разгрузочного каната определяется по условию расположения ее на биссектрисе угла между ветвями разгрузочного каната. Положение оси *D* – оси соединения подъемных канатов, тяги *DE*, подъемных цепей определяется отклонением усилием в ветвях разгрузочного каната, передаваемого через тягу *DE*.

Опрокидывающий и удерживающий моменты рассчитываются по усилиям и плечам их действия относительно оси.

$$M_{\text{опр}} = G_{\text{kr}} \cdot L_{BA'} \quad (3.72)$$

$$M_{\text{уд}} = F_{\text{тц}} \cdot L_{BR'} + F_{\text{pk}} \cdot L_{BC'} \quad (3.73)$$

где $L_{BA'}$ - плечо действия силы тяжести груженого ковша G_{kr} относительно оси *B*; BR' , $L_{BR'}$; $L_{BC'}$ – плечи сил $F_{\text{тц}}$ и F_{pk} .

Включим (3.67, 3.68) в условие равновесия относительно оси *B*

$$G_{\text{kr}} L_{BA'} - F_{\text{pk}} L_{BC'} - F_{\text{тц}} L_{BR'} = 0 \quad (3.74)$$

Плечо $L_{BA'}$ будет равно координате по x центра тяжести ковша (3.12)

$$L_{BA'} = x_{Ai} \quad (3.75)$$

Расчет $L_{BC'}$ и $L_{BR'}$ (рис. 3.10, 3.11)

$$L_{BC'} = L_{BC} \sin (\angle CBx + \gamma_{pk1}) \quad (3.76)$$

$$L_{BR'} = L_{BR} \sin (\angle HRx - \angle HBx) \quad (3.77)$$

Выражения расчета усилий по условиям равновесия сил в узлах (рис. 3.9).

Сумма сил в узле H (рис. 3.9)

$$\vec{F}_T = \vec{F}_{TQ} + \vec{F}_{PK} \quad (3.78)$$

$$F_T = F_{TQ} \cos \tau_{RH} + F_{PK} \cos \tau_{HE} \quad (3.79)$$

Сумма сил в узле D (рис. 3.9)

$$\vec{F}_n = \vec{F}_{nQ} + \vec{F}_{DE} \quad (3.80)$$

$$F_n = F_{nQ} \cos \delta_{BD} + F_{DE} \cos \delta_{DE} \quad (3.81)$$

Сумма сил в узле E

$$\vec{F}_{DE} = 2\vec{F}_{PK} \quad (3.82)$$

$$F_{DE} = F_{PK} \cos \varepsilon_{EH} + F_{PK} \cos \varepsilon_{EC} \quad (3.83)$$

Таким образом, составлена система уравнений сил, включает неизвестные F_{TQ} , F_{nQ} , F_{PK} – систему можно решить.

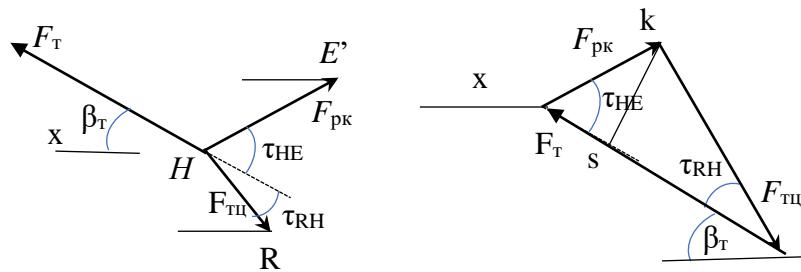


Рисунок 3.10 - Схема к расчету усилий

Используем для расчета схемы с силовыми треугольниками. По плану сил (рис. 3.10) длина отрезка ks

$$ks = F_{TQ} \sin \tau_{RH}; \quad (3.84)$$

$$ks = F_{PK} \sin \tau_{HE} \quad (3.85)$$

Используя равенство отрезков ks (3.84, 3.85) F_{pk} выразим через F_{tq}

$$F_{pk} = F_{tq} \sin \tau_{RH} / \sin \tau_{HE} \quad (3.86)$$

Подставив (3.86) в (3.79) определим требуемое усилие в тяговой цепи F_{tq} , которое можно использовать в условие для поиска угла наклона ковша.

$$F_{tq} = F_t / [\cos \tau_{RH} + \left(\frac{\sin \tau_{RH}}{\sin \tau_{HE}} \right) \cos \tau_{HE}] \quad (3.87)$$

По значению F_{DE} из (3.83) определяется угол отклонения подъемной цепи от направления подъемных канатов, а по углу положение оси D . По плану сил (рис. 3.11) длина отрезка ks

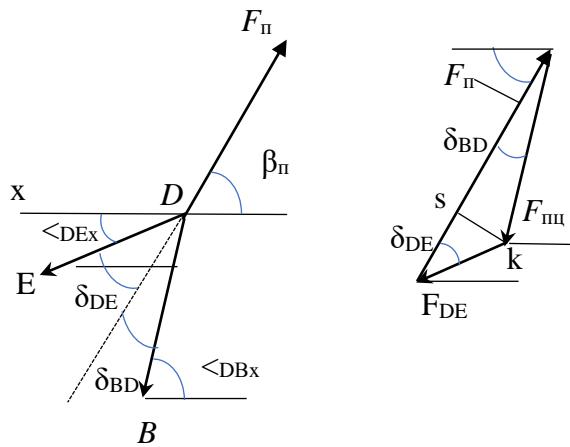


Рисунок 3.11 - Схема к расчету требуемого для удержания ковша усилия в подъемном канате

$$ks = F_{DE} \sin(\delta_{DE}); \quad (3.88)$$

$$ks = F_{tq} \sin(\delta_{BD}) \quad (3.89)$$

Усилие в подъемном канате

$$F_{\pi} = F_{tq} \cos(\delta_{BD}) + F_{DE} \cos(\delta_{DE}) \quad (3.90)$$

По равенству (3.86) и (3.90)

$$F_{tq} = F_{DE} \sin(\delta_{DE}) / \sin(\delta_{BD}) \quad (3.91)$$

Подставим (3.92) в (3.91)

$$F_{\pi} = F_{DE} \sin(\delta_{DE}) / \sin(\delta_{BD}) \cos(\delta_{BD}) + F_{DE} \cos(\delta_{DE}) \quad (3.92)$$

3.3.3 Выводы по моделям кинематического и силового анализа

Выражения (3.1-3.92) позволяют выполнить поиск координат точек D и H , а также угла наклона днища ковша ψ при ограничении по длине

разгрузочных канатов, по условиям удержания ковша от опрокидывания и положения подъемных канатов.

Модель может быть использована для поиска точки крепления подъемных цепей к ковшу (ось B , см. рис. 3.1) для обеспечения требуемого угла наклона ковша при транспортировании ковша.

3.4 Проверка адекватности модели

Составлено достаточное сложное математическое описание (3.1-3.92) для определения угла наклона ковша при действии усилий в подъемных и тяговых канатах.

Для проверки адекватности модели построены по полученным координатам и выполнены схемы ковша в конструкторском пакете КОМПАС 2D (рис. 3.12). Численные значения результатов расчета по модели с точностью замеров на составленном чертеже совпадают, что подтвердило адекватность модели.

Проверка адекватности при $x_k=83$, $z_k=15$

	Положение ковша, м		Положение центра тяжести		Угол наклона канатов, град		Усилие в канатах, кН		Угол наклона каната, м		Угол наклона цепи, град		Усилие в элементах упряжи, кН			
	x_i	z_i	x_{ct}	z_{ct}	подъемных	тяговых	подъемных	тяговых	подъемной	тяговой	подъемной	тяговой	тяговая цепь	разгрузочный канат	подъемная цепь	тяга DE
1	83	15	1.1	0.37	81.5	-12.9	693	229.4	11.5	103.8	18.5	-31.9	87.7	161.2	476.4	309.7

Координаты элементов расчетной схемы, мм											Углы, град						
x_R	z_R	x_C	z_C	x_D	z_D	x_E	z_E	x_H	z_H	e_{EH}	e_{BC}	t_{HE}	t_{RH}	d_{DE}	d_{BD}	Угол наклона тяги DE, град	
2242	-1358	2987	427	1044	4239	1500	3775	7831	517	16.5	15.8	16.5	31.5	35.7	22.3	45.9	

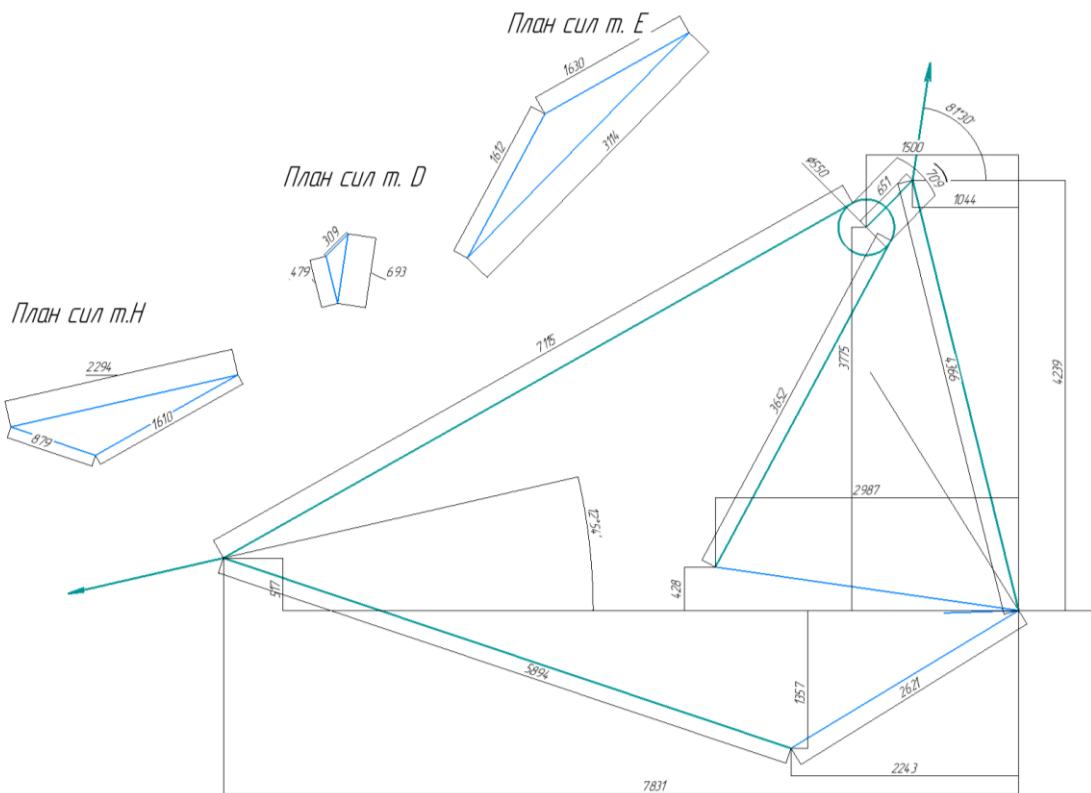


Рисунок 3.12 - Схема к проверке адекватности

Сравнение расчетных значений и результатов построения доказали адекватность, отклонение 0,2 % по длине разгрузочного каната.

3.5 Определение объема и центра тяжести горной массы в ковше

В (3.72) в уравнение равновесия входит сила тяжести груженого ковша и плечо действия этой силы относительно оси крепления к ковшу подъемной цепи. Сила тяжести ($G_{\text{кг}}$) включает силу тяжести порожнего ковша и силу тяжести горной массы в ковше. Объем горной массы и соответственно сила тяжести зависят от угла наклона ковша и меняются в процессе транспортирования.

При изменении объема горной массы будет меняться и центр тяжести. Для определения центра тяжести введем локальную систему координат, центр которой совместим с верхней кромкой задней стенки ковша $O_1x_1z_1$.

Учитывая назначение модели определения объема породы в ковше – только для определения параметров подвески ковша, она может быть составлена с допущениями, исключающими, например, учет криволинейных

поверхностей ковша, связанных с наличием в реальном ковше литейных закруглений, незначительных углов наклона и др.

Таблица 3.1 - Углы естественного откоса

Материал (условия)	Угол естественного откоса, град
Глина (сухой кусок)	25—40
Глина (мокрой раскопки)	15
Грунт	30—45
Гравий (насыпной)	30—45
Гравий (натуральный с песком)	25—30
Песок (сухой)	34
Песок (мокрый)	15—30
Песок (влажный)	45

Угол естественного откоса — это угол между свободной поверхностью сыпучего вещества с горизонтальной плоскостью. Частицы на свободной поверхности насыпи испытывают состояние предельного (критического) равновесия. Угол естественного откоса определяется коэффициентом трения, шероховатостью зёрен, степенью их увлажнения, гранулометрическим составом и формой отдельного веса материала.

Угол естественного откоса определяется прочностью грунтов, является производным от критерия разрушения Мора-Кулона, используется для определения сопротивления трения при смещении слоев грунта вместе.

Углы естественного откоса формируют углы откосов уступов и бортов карьеров, насыпей, отвалов и штабелей.

Для исследований методика определения объема горной массы составлена в двух вариантах:

1 – объем породы как в ковше, так и в «шапке» по углам естественного откоса породы;

2 – наклон породы в ковше со стороны зубьев по углу естественного откоса породы, объем шапки по задаваемой относительной высоте и углам естественного откоса.

Первый вариант соответствует копанию с образованием «высокой шапки», а второй, наиболее часто реализуется в реальных условиях. Модель составлена для второго варианта, но включенную в нее при реализации в компьютерной

программе возможности позволяют выполнять расчеты и для первого варианта заданием большого значения коэффициента относительной высоты «шапки».

Для расчета объема горной массы в ковше в зависимости от угла наклона использована расчетная схема (рис. 3.15).

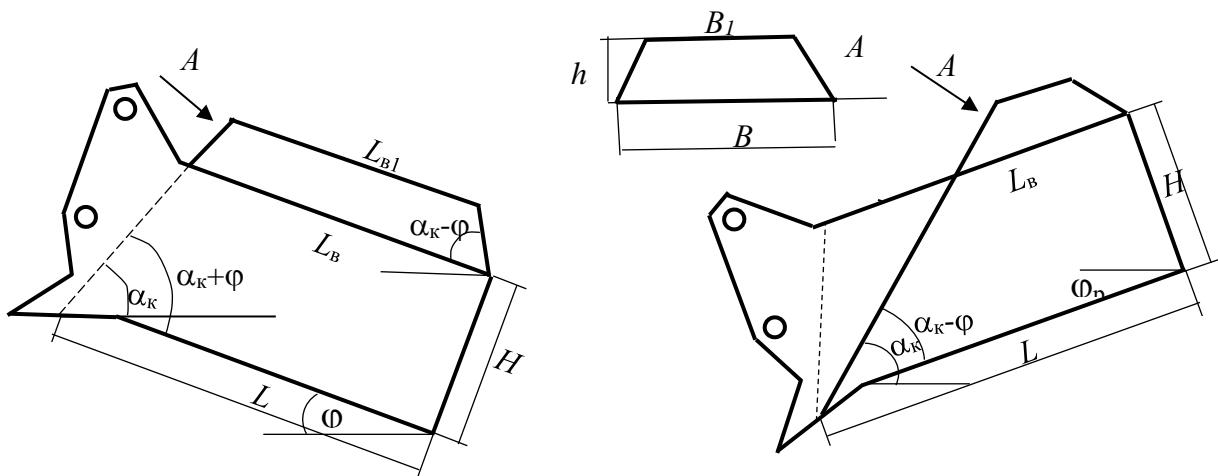


Рисунок 3.15 - Схема к определению объема горной массы в ковше

Длина верхней заполненной породой кромки ковша при наклоне ковша на угол φ (рис. 3.15)

$$L_B = L - H \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k + \varphi) \quad (3.109)$$

Объем породы в ковше до «шапки»

$$V_1 = B \cdot (L + L_B) / 2 \cdot H \quad (3.110)$$

Объем «шапки» представляет собой усеченную пирамиду высотой $h_{ш}$

$$V_{ш} = \frac{1}{3} h_{ш} [S_1 + (S_1 \cdot S_2)^{0.5} + S_2] \quad (3.111)$$

где S_1, S_2 – площадь верхней заполненной части ковша и верхней части шапки.

$$S_1 = L_B \cdot B \quad (3.112)$$

$$S_2 = [L_B - h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k + \varphi) - h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k - \varphi)] \cdot [B - 2h_{ш} \operatorname{ctg}(\alpha_k)] \quad (3.113)$$

В программном модуле, в процедуре которого рассчитывается значение объема по относительной высоте шапки предусмотрена защита от отрицательных значений площадей S_1 и S_2 . При L_{B1} или B_1 происходит

уменьшение относительной высоты «шапки» до значения, при котором S_2 будет больше нуля.

3.5.1 Определение горной массы в ковше при копании и в зоне начала разгрузки

После заполнения ковша в забое он перемещается в зону выгрузки. По мере транспортировки у ковша изменяется угол наклона днища и, соответственно, объем породы в нем. Выше приведены выражения определения объема в зависимости от угла наклона ковша и угла откоса породы в ковше, по ним можно вычислять объем при отрыве ковша.

При транспортировании же изменение угла наклона ковша по формулам может привести к увеличению расчетного объема породы в ковше. Так как при транспортировании добавляться порода не может, то в алгоритме вычисления объема породы в ковше обеспечены фиксированные значения объема для случая, когда расчетный должен возрастать.

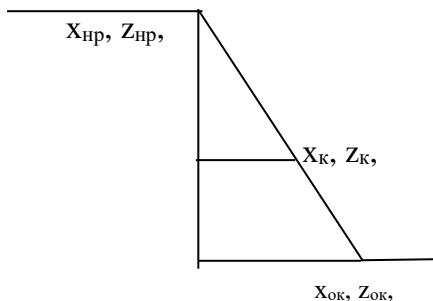


Рисунок 3.16 - Схема к определению точки отрыва

Алгоритм определения объема породы при отрыве ковша от забоя включает два цикла: внешний - изменения по высоте копания, внутренний - изменения по горизонтали положения ковша от линии границы рабочей зоны до заданного горизонтальным отрезком ширины рабочей зоны копания. Определение точки

начального горизонтального положения ковша x_k для второго цикла по подобию треугольников (рис. 3.16)

$$\frac{x_{ok} - x_{hp}}{z_{ok} - z_{hp}} = \frac{x_k - x_{hp}}{z_k - z_{hp}} \quad (3.114)$$

$$x_k = x_{hp} + \frac{(z_k - z_{hp})(x_{ok} - x_{hp})}{z_{ok} - z_{hp}} \quad (3.115)$$

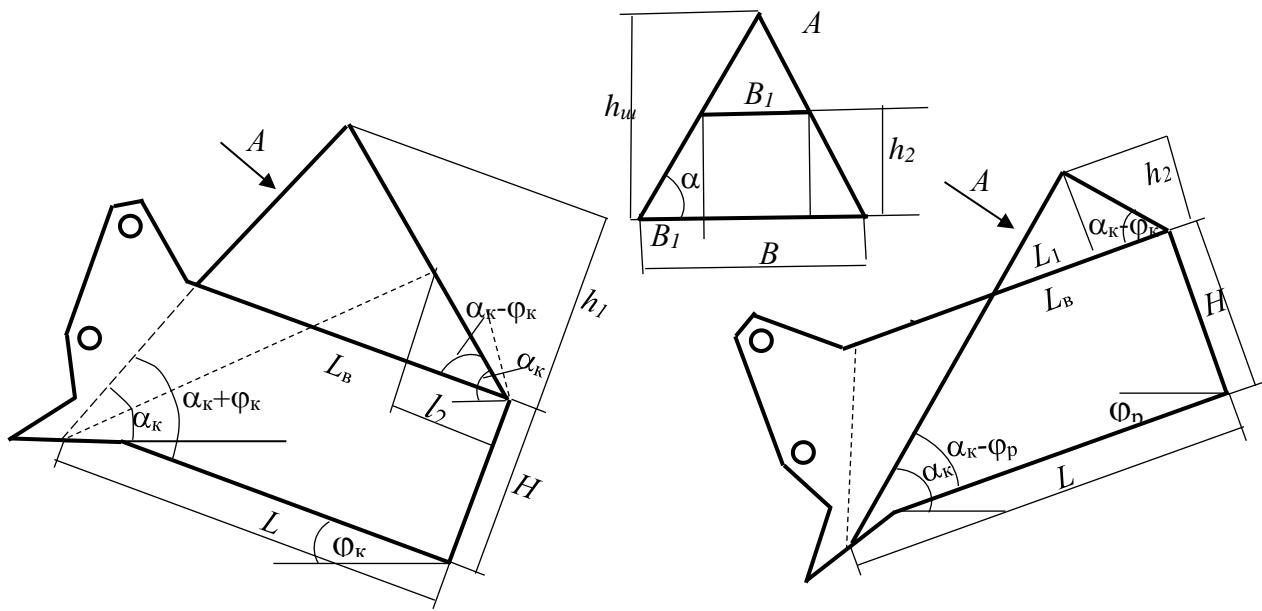


Рисунок 3.17 - Схема к определению объема горной массы в ковше

Вычисление потерь породы от точки отрыва ковша при копании и задаваемой точки начала разгрузки по следующим выражениям.

Длина заполнения породой по верхней кромке ковша (рис. 3.17)

$$L_{Bk} = L \cdot H \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k + \varphi_k) \quad (3.116)$$

$$L_{Bp} = L \cdot H \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k + \varphi_p) \quad (3.117)$$

где φ_k, φ_p угол наклона ковша в точках окончания копания и разгрузки;

Объем породы в ковше в области копания и разгрузки

$$V_{0k} = B \cdot H \cdot (L + L_{Bk}) / 2 \quad (3.118)$$

$$V_{0p} = B \cdot H \cdot (L + L_{Bp}) / 2 \quad (3.119)$$

Изменение объема породы в ковше между областью копания и разгрузки

$$\Delta V_1 = V_{0k} - V_{0p} \quad (3.120)$$

Высота «шапки» в точках окончания копания и разгрузки

$$h_k = \frac{L_{Bk} \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k)}{1 + \operatorname{ctg}(\alpha_k + \varphi_k) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k)} \quad (3.121)$$

Определение h_p (рис. 3.19,б)

$$h_p / L_1 = \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_p) \quad (3.122)$$

$$h_p / (L_{Bp} - L_1) = \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) \quad (3.123)$$

$$L_1 = h_p / \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_p) \quad (3.124)$$

$$h_p / [L_B - h_p / \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_p)] = \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) \quad (3.125)$$

$$h_p = [L_B - h_p / \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_p)] \cdot \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) = L_B \cdot \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) - h_p \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) / \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_p) \quad (3.126)$$

$$h_p + h_p \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) / \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_p) = L_B \cdot \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k) \quad (3.127)$$

После преобразования

$$h_p = \frac{L_B \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k)}{1 + \operatorname{ctg}(\alpha_k + \varphi_p) * \operatorname{tg}(\alpha_k + \varphi_k)} \quad (3.128)$$

Высота шапки $h_{ш}$ по ширине ковша B и углу откоса породы в ковше α_k

$$h_{ш} = 0.5 \cdot B \cdot \operatorname{tg}(\alpha_k) \quad (3.129)$$

При ($h_{ш} > h_p$)

$$B_{1k} = h_k \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k) \quad (3.130)$$

$$V_{шк} = L_{Bk} \cdot h_k / 2 \cdot B - 2 \cdot L_{Bk} \cdot h_k / 2 \cdot B_{1k} / 3 \quad (3.131)$$

При $h_{ш} < h_p$

Верхняя сторона трапеции

$$L_{pk} = L_B - h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_k) - h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_p) \quad (3.132)$$

$$V_{шк} = 0,6667 \cdot (L_{Bk} + L_{pk}) / 2 \cdot h_{ш} \cdot B \quad (3.133)$$

Расчет в точке разгрузки при ($h_{ш} > h_p$)

$$B_{1p} = h_p \cdot \operatorname{ctg}(\alpha_k) \quad (3.134)$$

$$V_{шр} = L_{Bp} \cdot h_p / 2 \cdot B - 2 \cdot L_{Bp} \cdot h_p / 2 \cdot B_{1p} / 3 \quad (3.135)$$

При $h_{ш} < h_p$

Верхняя сторона трапеции

$$L_{pp} = L_{Bp} - h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_p) - h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_k) \quad (3.136)$$

$$V_{шк} = 0,6667 \cdot (L_{Bp} + L_{pp}) / 2 \cdot h_{ш} \cdot B \quad (3.137)$$

Суммарный объем породы с «шапкой»

$$V_{сум.к} = V_{0k} + V_{шк} \quad (3.138)$$

$$V_{сум.р} = V_{0p} + V_{шр} \quad (3.139)$$

Изменение объема при транспортировании в зону разгрузки

$$\Delta V_{сум} = V_{сум.к} - V_{сум.р} \quad (3.140)$$

3.5.2 Определение центра тяжести груженого ковша

Центр тяжести определим относительно оси крепления подъемных цепей к ковшу. Объем породы состоит из трех элементарных объемов (рис. 3.23, 3.25). Объем ковша включает призму с основанием трапеции по профилю заполненной части ковша и высотой, равной ширине ковша и объем «шапки» над уровнем ковша. Выражения для вычисления объемов приведены выше.

Выражения определения координат центра тяжести породы:

$$x_c = (\sum \Delta V_i \cdot x_i) / (\sum \Delta V_i); \quad (3.141)$$

$$y_c = (\sum \Delta V_i \cdot y_i) / (\sum \Delta V_i); \quad (3.142)$$

$$z_c = (\sum \Delta V_i \cdot z_i) / (\sum \Delta V_i). \quad (3.143)$$

где x_c , y_c , z_c – координаты центра тяжести относительно оси крепления подъемных цепей к ковшу;

x_i , y_i , z_i – координаты центра тяжести относительно оси крепления подъемных цепей к ковшу;

ΔV_i – i -й объема породы.

Для ковша центр тяжести расположен на оси симметрии, поэтому $y_c = 0$.

Вариант 1. Лимитирующим является h ($h_{ш} > h$) (рис. 3.13).

Координаты центра тяжести «шапки» (рис. 3.18)

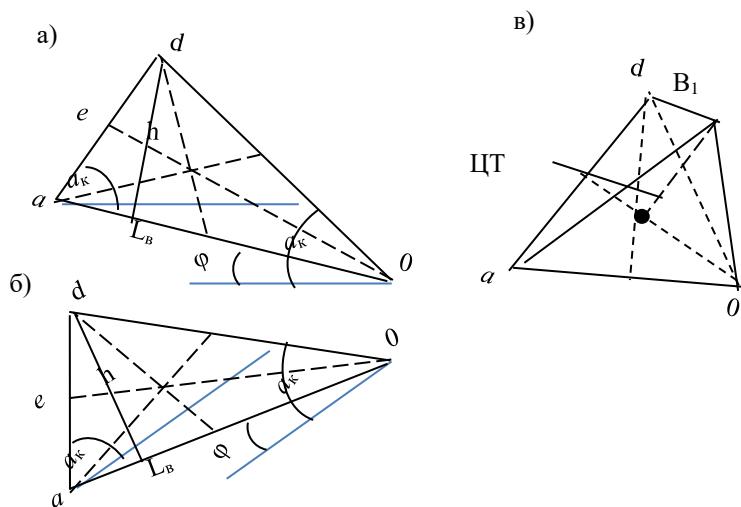


Рисунок 3.18 - Вид основания призмы (а, б)
и отсекаемой призмы пирамиды (в)

Координаты вершины треугольника «*a*»

$$x_a = L_b \cos(\varphi) \quad (3.144)$$

$$z_a = L_b \sin(\varphi) \quad (3.145)$$

Координаты точки *e* - средины отрезка *ad*

$$L_{ad} = h / \sin(a_\kappa + \varphi) \quad (3.146)$$

$$X_d = x_a - L_{ad} \cos(a_\kappa) \quad (3.147)$$

$$Z_d = z_a + L_{ad} \sin(a_\kappa) \quad (3.148)$$

$$x_e = x_a - 0.5 L_{ad} \cos(a_\kappa) \quad (3.149)$$

$$z_e = z_a + 0.5 L_{ad} \sin(a_\kappa) \quad (3.150)$$

Длина отрезка *0e*

$$L_{0e} = \sqrt{x_e^2 + z_e^2} \quad (3.151)$$

Длина отрезка *0d*

$$L_{0d} = \sqrt{x_d^2 + z_d^2} \quad (3.152)$$

По теореме косинусов угол между медианой «*0e*» и стороной «*0d*»

$$\angle e0d = \arccos\{[L_{0d}^2 + L_{0e}^2 - 0.25 \cdot L_{ad}^2] / (2 \cdot L_{0d} \cdot L_{0e})\} \quad (3.153)$$

Координаты центра тяжести основания призмы

$$x_{цт1} = 2/3 L_{0e} \cos(a_\kappa - \angle e0d) \quad (3.154)$$

$$z_{цт1} = 2/3 L_{0e} \sin(a_\kappa - \angle e0d) \quad (3.155)$$

Вариант 2. Лимитирующим является $h_{ш}$ ($h_{ш} < h$) (рис. 3.14).

Для вычисления центр тяжести трапеции относительно верха задней стенки ковша разобьем трапецию на прямоугольник шириной $L_{п}$ и двух прямоугольных треугольников со сторонами $L_1 = h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)$ и $L_2 = h_{ш} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)$ одинаковой высоты h (рис. 3.19).

Центр тяжести правого треугольника относительно узла 0

$$x_{цт1} = 2/3 \cdot L_2 \cdot \cos(\varphi) \quad (3.156)$$

$$z_{цт1} = L_2 \cdot \sin(\varphi) + 1/3 h \cdot \cos(\varphi) \quad (3.157)$$

Центр тяжести прямоугольника

$$x_{цт} = (L_2 + 0.5 \cdot L_{п}) \cdot \cos(\varphi) - 0.5 \cdot h \cdot \sin(\varphi) \quad (3.158)$$

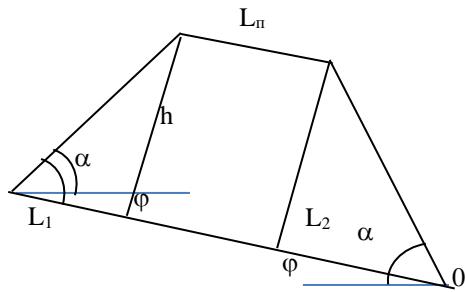


Рисунок 3.19 - Вид основания призмы

$$z_{\text{цг}} = (L_2 + 0,5 \cdot L_{\text{п}}) \cdot \sin(\varphi) + 0,5h \cdot \cos(\varphi) \quad (3.159)$$

Центр тяжести левого треугольника относительно узла 0

$$x_{\text{т2}} = (L_2 + L_{\text{п}} + 1/3 L_1) \cdot \cos(\varphi) - 0,5 \cdot h \sin(\varphi) \quad (3.160)$$

$$z_{\text{т2}} = (L_2 + L_{\text{п}} + 1/3 L_1) \cdot \sin(\varphi) + 1/3h \cdot \cos(\varphi) \quad (3.161)$$

3.6 Поиск рациональных параметров ковша и траектории перемещения ковша в отвал

Экскаватор-драглайн чаще всего работает по бестранспортный схеме, обеспечивая перевалку вскрыши в отвал при вскрытии месторождения. После наполнения ковша выполняется поворот платформы в зону разгрузки. Разгрузка иногда происходит без остановки платформы, т. е. при повороте на 360°. Но чаще всего поворот на угол 110-135° при остановке платформы на этих углах, но и в таком случае ковш разгружается раньше остановки.

Для разгрузки ковша отводится соответствующая зона, определяемая углом и координатами. При просыпании части породы из ковша ранее отведенной зоны происходит снижение производительности экскаватора, так как просыпающую породу внутри забоя потребуется повторно экскавировать.

Таким образом, целью при поиске рациональных параметров может послужить повышение производительности и по этой цели определить критерий.

Если критерием принять производительность экскаватора, то потребуется использовать сложную целевую функцию, включающую выражения для расчета цикла экскавации.

В задаче выбор параметров подвески ковша можно ограничиться менее сложным критерием, например, потери породы до достижения зоны разгрузки в отвал. Конечный объем породы в ковше, доставляемый в отвал, входит в значение производительности, поэтому если уменьшить потери породы, то тем самым увеличится производительность.

Таким образом в качестве критерия можно использовать *потери горной массы в ковше* от точки окончания копания до зоны разгрузки в отвал.

Рациональные параметры, подлежащие определению:

- длина разгрузочного каната;
- положение осей крепления подъемных и тяговых цепей к ковшу;
- длины подъемных и тяговых цепей;
- положение центра тяжести ковша с породой.

Целевая функция: математическая модель определения объема горной массы в ковше.

Для отбора значимых факторов, влияющих на критерий, проведены исследования. Для исследований составлены программные модули на алгоритмическом языке *Visual Basic* в приложении *Microsoft Excel*. В алгоритме программы предусмотрено несколько режимов исследований. Выбор варианта исследований осуществляется заданием коэффициентов в форме ввода данных (рис. 3.20).

Для вывода результатов предусмотрено несколько листов книги *Microsoft Excel*. На рис. 3.21 показана формы вывода результатов как с углами наклона ковша, объемами породы, усилиями в канатах, так и с геометрическими параметрами, по которым можно оценить адекватность модели геометрическим построением в конструкторском пакете.

Для результатов исследований влияния на объем породы в ковше координат точек отрыва при копанием и точки начала разгрузки применена форма, показанная на рис. 3.22.

3.6.1 Форма ввода исходных данных и результатов расчета усилий

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Определение рациональных параметров подвески ковша драглайна										
2	Исходные данные										
3	1. Параметры горных работ										
4	1. Плотность горной массы					$\text{т}/\text{м}^3$		γ		2	
5	2. Коэффициент разрыхления породы							K_p		1.2	
6	3. Угол естественного окоса горной массы при экскавации					град		α_k		60	
7	4. Коэффициент наполнения ковша							K_{nk}		1	
8	5. Угол откоса уступа					град		α_y		40	
9	6. Глубина уступа					м		H_y		40	
10	7. Ширина забоя, отрабатываемая с одного положения экскаватора					м		$B_{заб}$		15	
11	6. Высота отвала					м		H_o		22	
12	7. Берма безопасности уступа					м		B_6		18	
13	2. Параметры экскаватора										
14	1. Координаты оси пяты стрелы					м		x_{pe}		10.00	
15								z_{pe}		4.00	
16	2. Длина стрелы по осям блоков					м		L_c		90	
17	3. Угол наклона стрелы к горизонту					град		α_c		32.00	
18	3. Угол поворота платформы					град		φ		135	
19	4. Установившаяся скорость поворота платформы					рад/с		ω_{pl}		0.18	
20	5. Продолжительность цикла					с		T_c		60	
21	6. Ускорения разгона, торможения платформы					с^{-2}		ε_{pl}		0.03	
22	7. Максимальное усилие подъема,					кН		$F_{p,max}$		1250	
23	8. Максимальное усилие тяги					кН		$F_{t,max}$		1200	
24	9. Масса 1 м подъемных канатов (диаметр 64,0-Г-1-Н-166 ГОСТ 7669-80)					кг/м		$m_{кан.п}$		17.148	
25	10. Масса 1 м тяговых канатов (диаметр 64,0-Г-1-Н-166 ГОСТ 7669-80)					кг/м		$m_{кан.т}$		17.148	
27											
28	3. Параметры барабанов, блоков										
29	Наименование						Диаметр по оси каната	Координаты оси			
30								X	Z		
31	1. Барабан подъемной лебедки, м						1.8	-3	3.4		
32	2. Барабан тяговой лебедки, м						1.8	-1.2	3.4		
33	3. Головной блок по оси каната						1.63	86.3	51.7		
34	4. Направляющий блок тяговых канатов						1.63	6.03	6.02		
35	5. Направляющий блок подъемных канатов (на надстройке)						1.63	3.75	11.21		

4. Параметры ковша				
37	1. Масса порожнего ковша	т	m_k	26
38	2. Вместимость ковша	m^3	E_k	20
39	3. Размеры ковша для расчета объема горной массы:	м	B_k	2.85
40	3.1 - ширина ковша (средняя)	м	L_k	4
41	3.2.- длина ковша по днищу до средины зубьев	м	H_k	2
42	3.3 -высота (средняя)	м	X_A	1100
43	4. Координаты центра тяжести порожнего ковша относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_A	370
44		мм	X_K	2350
45	5. Координаты вершины зуба ковша относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_K	-950
46		мм	X_R	2621
47	6. Координаты оси тяговых цепей ковша относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_R	33
48		мм	X_C	2310
49	7. Координаты оси крепления разгрузочного каната относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_C	1942
50		мм	X_M	-1540
51	8. Координаты точки М относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_M	910
52		мм	X_T	2130
53	9. Координаты точки Т относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_T	1180
54		мм	X_W	-810
55	10. Координаты точки W относительно оси крепления подъемных цепей :	мм	Z_W	-610
56		мм	d_{pk}	550
57	11. Диаметр блока разгрузочных канатов	мм	$L_{пц}$	4366
58	12. Расстояние от оси В до оси D (длина подъемной цепи)	мм	L_{DE}	651.3
59	13. Расстояние между осями DE	мм	$L_{тц}$	5895
60	14. Расстояние от оси R до оси H (длина тяговой цепи)	мм	L_{pk}	12500
61	15. Длина разгрузочного каната	мм		
5. Параметры исследований зоны копания и перемещения ковша				
63	Точки границ возможных траекторий перемещения ковша	X	Z	
64	1. Зона начала разгрузки ковша	75	25	
65	2. Начало зоны копания при заданной глубине	70	-42.5	
66	3. Конец зоны копания при заданной глыбине	68.7	-42.5	
67	4. Граница верха уступа	18	0	
68	5. Координаты расчетного положения ковша при копании и при разгрузке	55	5	

Исследования					
74	0- ковш в расчетном положении; 1- влияние длины разгрузочного каната; 2-влияние положения центра тяжести; 3-расчет всех точек зоны транспортирования,				3
75	Вывод рисунка: 0-нет; 1 - вывод угла наклона, 2 - вывод объема породы в ковше				2
76	0-расчет теоретического объема породы в ковше; 1 - расчет объема по заданной высоте шапки				1
77	Учет прогиба подъемных и тяговых канатов: 0-нет; 1-да				1
78					
79	Влияние высоты "шапки"				
80	Относительная высота шапки	м	$h_{\text{ш.отн}}$	0.1	
81	Влияние длины разгрузочных канатов				
82	1 Количество изменений при исследовании влияния длины канатов		N_L	20	
83	2. Минимальное значение длины канатов при исследовании	м	$L_{\text{pk min}}$	9	
84	3. Максимальное значение длины канатов при исследовании	м	$L_{\text{pk Max}}$	16	
85	Влияние положения центра тяжести относительно оси крепления подъемных канатов к ковшу				
86	1 Количество изменений при исследовании		$N_{\text{цт}}$	10	
87	2. Минимальное значение положения центра тяжести по горизонтали при исследовании	м	$X_{\text{цт min}}$	0.2	
88	3. Максимальное значение положения центра тяжести при исследовании	м	$X_{\text{цт max}}$	2	
89	Зависимость угла наклона днища от положения ковша в рабочей зоне				
90	5. Количество расчетных положений : по горизонтали		N_x	18	
91	по вертикали		N_z	15	
96	Исследование влияния угла откоса породы в ковше				
97	Угол откоса породы	25	30	35	40
98	Номер угла откоса породы для вывода на рис. объема в ковше			$N_{\text{пор}}$	3
99	Исследование влияния потерь				
100	1. Толщина области копания по горизонтали	м	$B_{\text{зк}}$	10.00	
101	2. Количество расчетных положений : по горизонтали		N_x	3	
102	по вертикали		N_z	8	

Рисунок 3.20 - Форма ввода исходных данных

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
3	Результаты расчета параметров																
4	Положение ковша, м		Положение центра тяжести, м		Угол наклона канатов, град		Усилие в канатах, кН		Длина разгрузочного каната, м		Угол наклона цепи, град		Усилие в элементах упряжи, кН				
5	X _к	Z _к	X _{цт}	Z _{цт}	подъемных	тяговых	подъемных	тяговых			подъемной	тяговой					
6	1	55.99	-31.88	1.1	0.37	70.7	36.5	489	331	12.5	75.2	39.4	-13.5	315.1	22.4	458.9	43.5
7	2	59.32	-31.88	1.1	0.37	72.7	34.9	500	317	12.5	76.9	37.7	-15.1	301.8	21.5	471.8	41.7

R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AI	AJ	AL	AM	AN	AO	AP	AQ
Координаты элементов расчетной схемы, мм																
Момент, кНм									Удерживаемый центробежной силы, кН	Объем горной массы, м ³ при угле откоса породы в ковше в град						
X _к	Z _к	x _с	z _с	x _д	z _д	x _е	z _е	x _н		25	30	35	40	45		
2561	-558	2688	1372	-1116	4221	-510	3981	7120	708	748	124	4.63	6.75	8.98	11.36	13.76
2544	-631	2726	1295	-993	4252	-395	3994	7208	678	750	131	3.96	6.05	8.23	10.56	13.00

Рисунок 3.21 - Форма вывода результатов

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Исследования влияния параметров на объем породы в ковше									
Параметры начала разгрузки:		X _{сп} = 50.00 Z _{сп} = 5							
Длина разгрузочного каната, м		12.50							
Угол наклона ковша в зоне начала разгрузки		-1.46							
Углы откоса породы в ковше		25	30	35	40	45			
Объем породы в ковшах в зоне разгрузки, м ³		8.25	10.75	12.99	14.93	16.59			
Количество точек отрыва в зоне копания		23	23	23	23	23			
Суммарный объем породы в ковше в зоне копания		276.30	315.93	354.10	388.93	420.76			
Среднее значение объема в ковше в зоне копания		12.01	13.74	15.40	16.91	18.29			
Объем просыпанный породы		3.8	3.0	2.4	2.0	1.7			
11	Результаты вычислений объема породы в ковше								
12	N п.п.	Координаты ковша в зоне копания		Угол наклона ковша	Объем породы в ковше в зависимости от угла откоса				
13		x	z		25	30	35	40	45
14	1	56.0	-31.9	-13.5	4.63	6.75	8.98	11.36	13.76
15	2	59.3	-31.9	-15.1	3.96	6.05	8.23	10.56	13.00
16	3	62.7	-31.9	-16.6	3.36	5.42	7.57	9.85	12.29
17	4	49.7	-26.6	-9.6	6.27	8.46	10.81	13.23	15.28
18	5	53.0	-26.6	-14.5	4.21	6.30	8.50	10.85	13.29
19	6	56.3	-26.6	-17.8	2.90	4.95	7.07	9.32	11.73
20	7	43.3	-21.3	-0.3	10.47	12.87	14.98	16.64	17.98
21	8	46.7	-21.3	-4.1	8.71	11.08	13.46	15.45	17.01
22	9	50.0	-21.3	-8.6	6.72	8.94	11.33	13.71	15.65
23	10	37.0	-15.9	7.3	13.95	15.83	17.32	18.55	19.59
24	11	40.3	-15.9	4.1	12.61	14.73	16.43	17.81	18.96

Рисунок 3.22 - Форма вывода результатов

3.6.2 Исследование влияния длины разгрузочного каната

Результаты расчета влияния длины разгрузочного каната на угол наклона ковша и, соответственно, на объем породы в ковше при положении ковша в трех положениях в зоне черпания и в положении разгрузки по первому варианту определения объема породы показаны на рис. 3.23

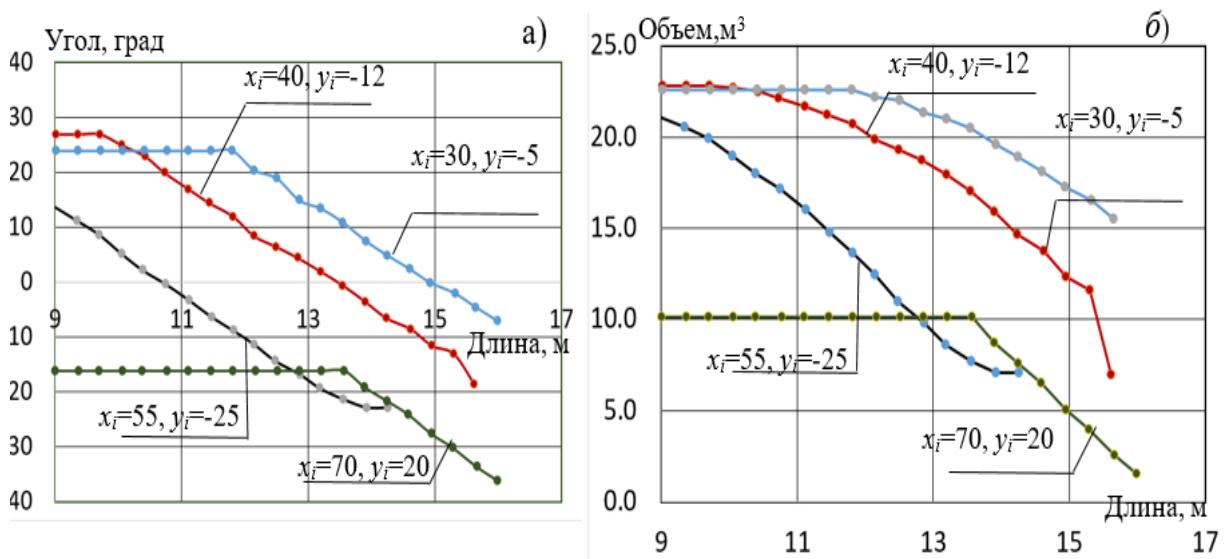


Рисунок 3.23 - Влияние длины разгрузочного каната на угол наклона ковша (а) и объем породы (б)

Выводы по исследованию влияния длины разгрузочного каната:

- угол наклона днища ковша и объем горной массы в ковше зависят от длины разгрузочного каната и положения ковша;
- для определения рациональной длины необходимы дополнительные расчеты при моделировании копания в пределах рабочей зоны и транспортирования ковша к месту выгрузки.

3.6.3. Влияние центра тяжести на угол наклона днища ковша

При изменении точки крепления подъемных цепей B (см. рис. 3.1) будет смещаться положение центра тяжести ковша A относительно B . При таком смещении в сторону увеличения расстояния AB будет увеличиваться опрокидывающий момент относительно B и потребуется увеличивать усилия в тяговой цепи и разгрузочном канате, что приведет к изменению угла наклона

ковша и положений тяговых и подъемных цепей, блока разгрузочного каната (т. Е). На рис. 3.24 приведены результаты исследований при изменении центра тяжести для нескольких положений ковша и длин разгрузочного каната.

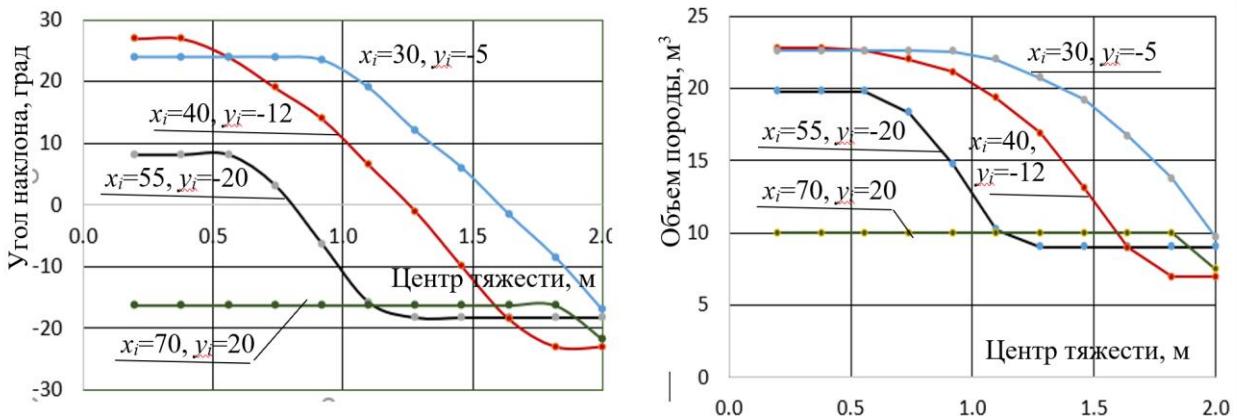


Рисунок 3.24. Влияние положения центра тяжести ковша относительно крепления подъемных цепей при длине каната 12,5 м

Выводы по исследованию влияния центра тяжести ковша:

- угол наклона днища ковша и объем горной массы в ковше зависят от точки крепления подъемных цепей к ковшу (т. В по рис. 3.1), определяющей координаты центра тяжести;
- для определения рационального положения оси В необходимы дополнительные расчеты при моделировании копания в пределах рабочей зоны и транспортирования ковша к месту выгрузки.

3.6.4 Влияние положения ковша на угол наклона днища ковша и объем породы.

В зависимости от положения ковша меняются углы наклона подъемных и тяговых канатов и усилия в них, соответственно, происходит изменение угла наклона днища ковша, объема породы в нем.

По результатам расчета объема породы можно будет корректировать рабочий процесс транспортирования ковша, обеспечивая наименьшее просыпание породы при транспортировании.

На рис. 3.25-3.28 приведены результаты расчета углов и объемов породы для нескольких длинах разгрузочных канатов, при максимальном объеме «шапки» и относительной высоте «шапки».

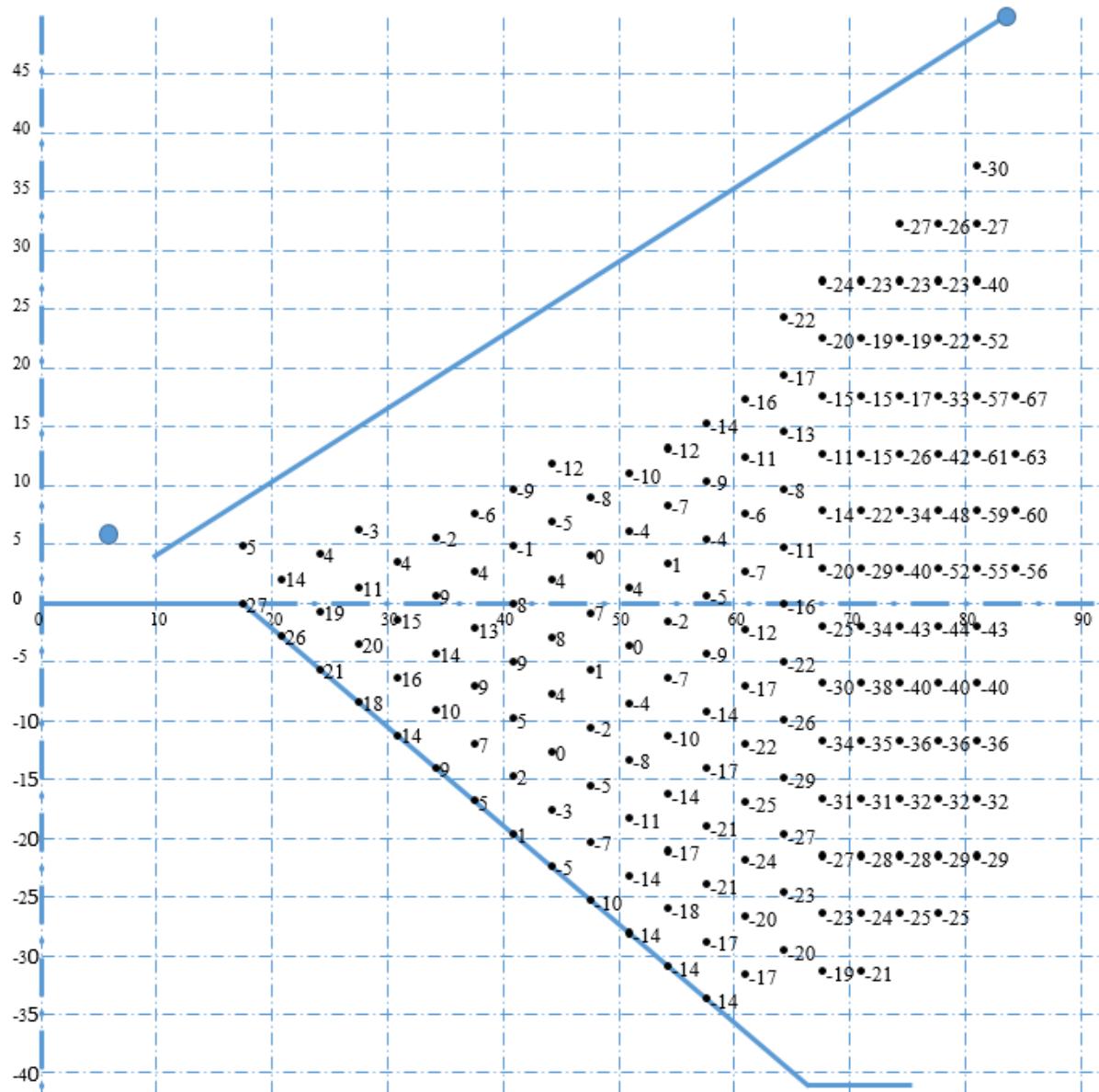


Рисунок 3.25 - Результаты расчета углов наклона ковша в пределах зоны транспортирования

(длина разгрузочного каната 12,5 м, $X_{\text{пр}}=1,1$ м, угол откоса породы в ковше 35° , относительная высота «шапки» 0,1)

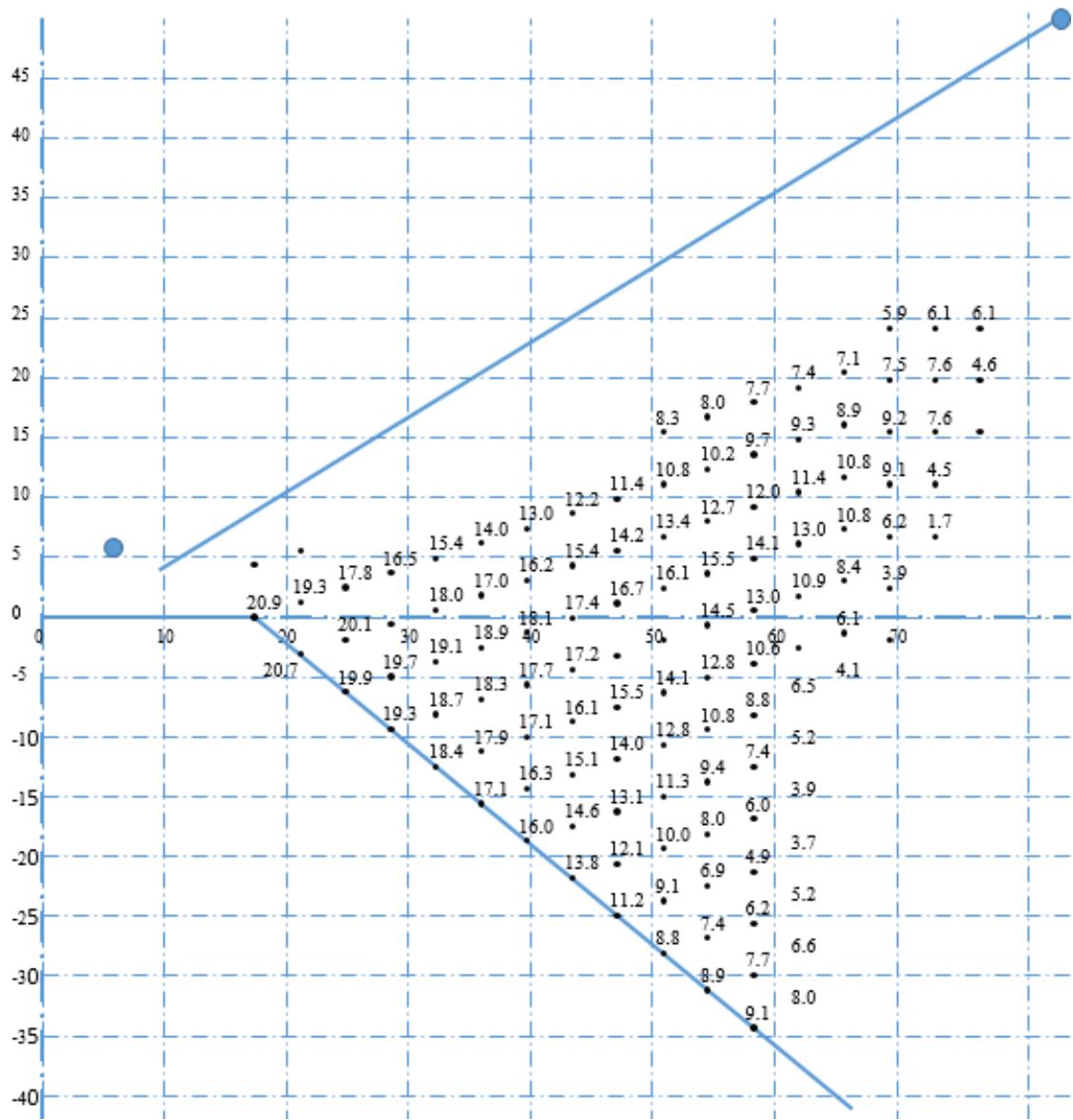


Рисунок 3.26 - Результаты расчета объема породы в ковше
(длина разгрузочного каната 12,5 м, $X_{\text{цт}}=1,1$ м, угол откоса породы в ковше 35° ,
относительная высота «шапки» 0,1)

Результаты по рис. 3.26 показывают:

- отрыв ковша при копании должен быть не ниже половины глубины забоя и при толщине отработки забоя 2 м, в этом случае объем породы 16 м^3 , точку начала разгрузки с координатами $X=50$, $Z=5$, в которой объем такой же, т.е. просыпания практически не будет;
- при завершении копания на уровне уступа объем $20,9 \text{ м}^3$, но при транспортировании в ту же точку начала разгрузки будет просыпано более 4 м^3

- для выбора положения ковша в начале разгрузки при выполнении условия снижения просыпания породы обратно в забой необходимо выполнять проверку по времени перемещения ковша для полной разгрузки за оставшееся время поворотного движения.

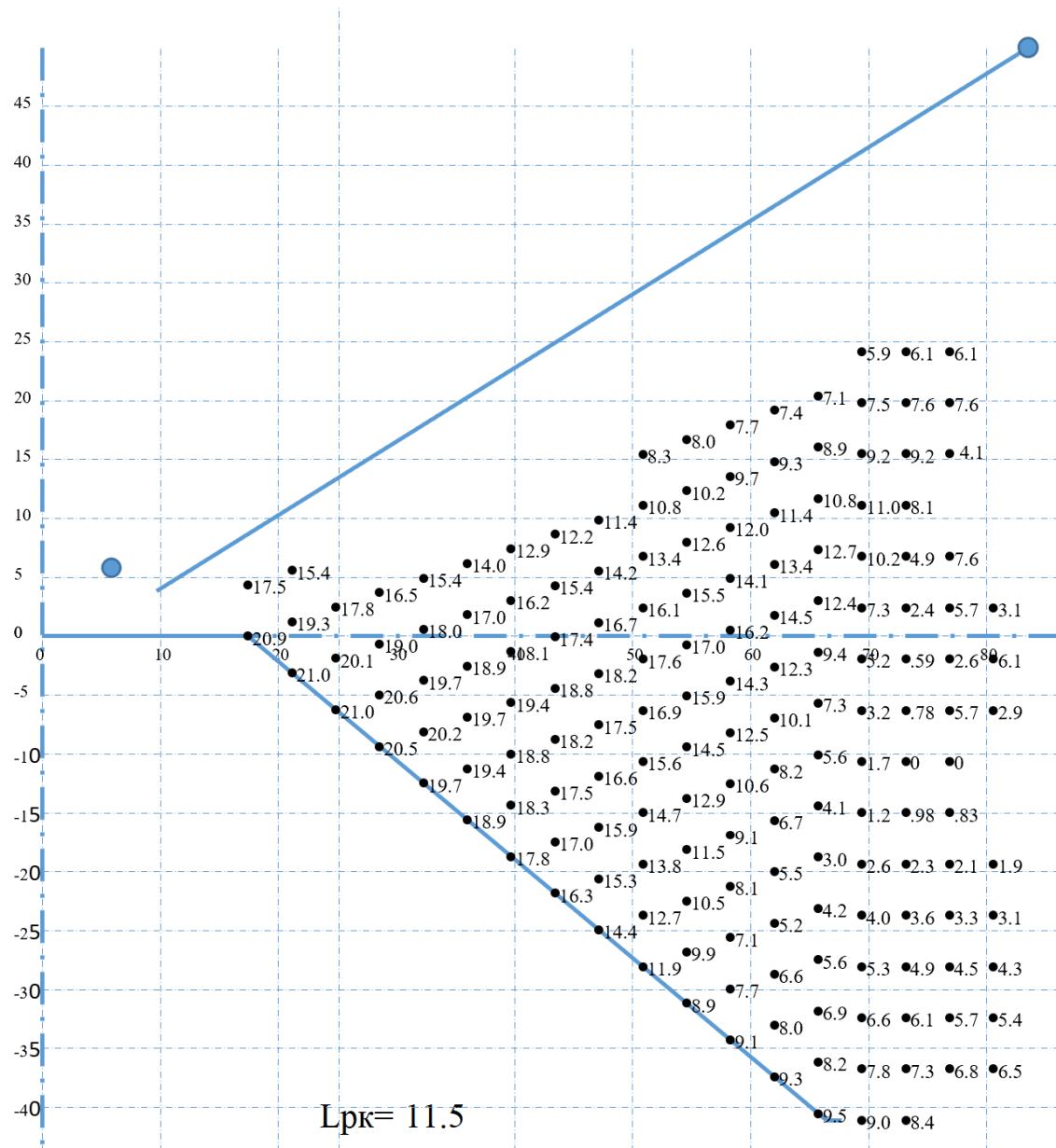


Рисунок 3.27 - Результаты расчета объема породы в ковше
 (длина разгрузочного каната 11,5 м, $X_{\text{цт}}=1,1$ м, угол откоса породы в ковше 35° ,
 относительная высота «шапки» 0,1)

Результаты по рис. 3.27 показывают:

- отрыв ковша при копании должен быть не ниже 2/3 глубины забоя ($z=-25$) и при толщине отработки забоя 2 м , в этом случае объем породы 14

м^3 , точку начала разгрузки с координатами $X=50$, $Z=5$, в которой объем такой же, т.е. просыпания практически не будет;

- при глубине отрыва ковша до -15 м объем породы близок к 20 м^3 , но при транспортировании в ту же точку начала разгрузки будет просыпано более 4 м^3 ;
- на объем просыпанной породы влияет координаты начала разгрузки, но для выбора конкретного положения необходимо проверять успеет ли ковш переместится приводами подъема-тяги при выполнении условия снижения просыпания породы обратно в забой необходимо выполнять проверку по времени перемещения ковша для полной разгрузки за оставшееся время поворотного движения.

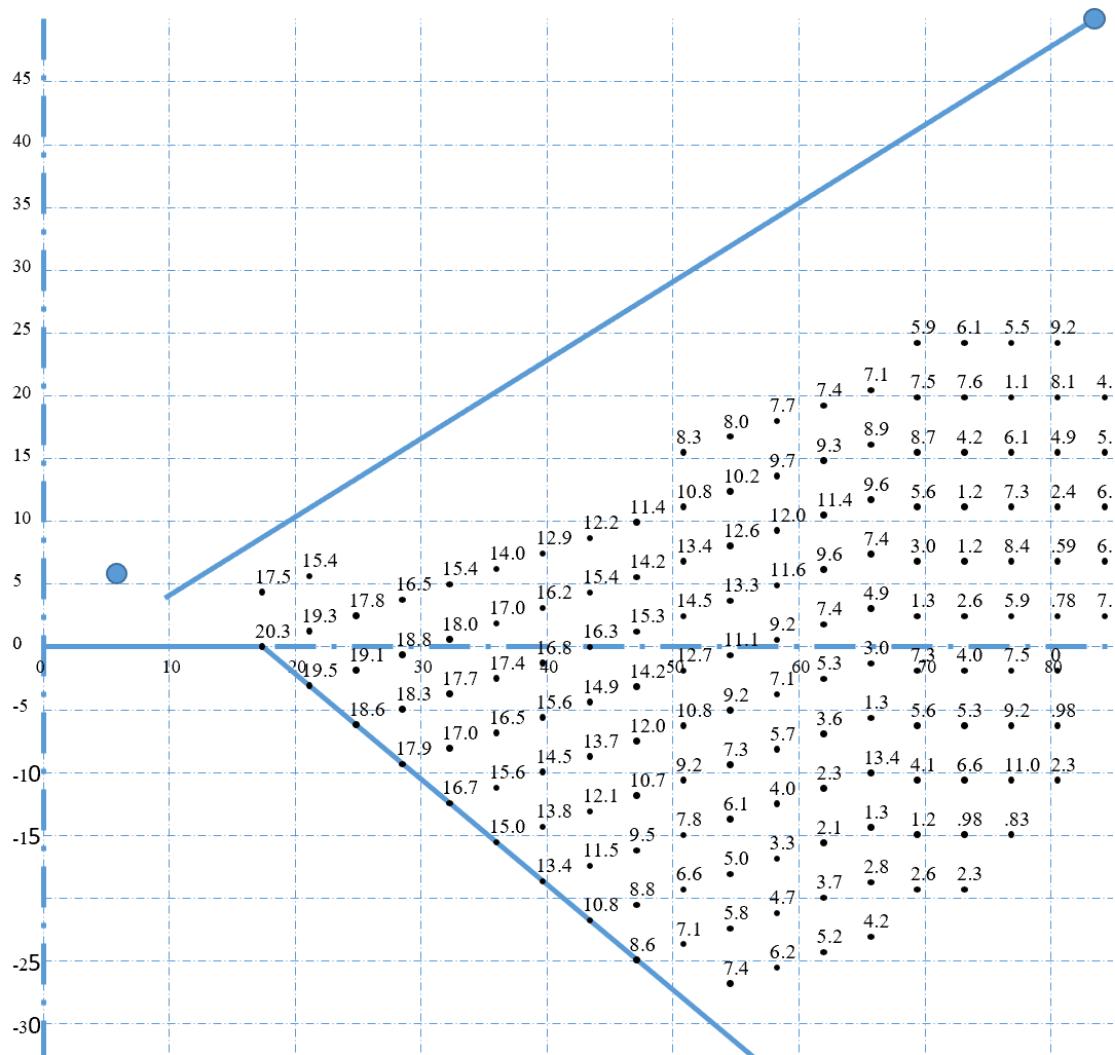


Рисунок 3.28 - Результаты расчета объема породы в ковше

(длина тяговых канатов $13,5 \text{ м}$, $X_{\text{пт}}=1,1 \text{ м}$, угол откоса породы в ковше 35° , относительная высота «шапки» $0,1$)

Результаты по рис. 3.28 показывают: отрыв ковша при длине разгрузочного каната ниже 25 м приводит к разгрузке ковша.

3.6.5 Исследование влияния параметров забоя и траектории транспортирования груженого ковша

Приведенные выше (п.3.6.4) результаты расчета углов наклона днища и объема породы соответствуют точке отрыва ковша после черпания. В реальной работе после отрыва происходит движение ковша к месту выгрузки и иногда угол наклона ковша уменьшается, по приведенным выше результатам при уменьшении угла в ковше объем породы будет увеличиваться, но по пути добавление объема не происходит, поэтому в модели такая ситуация учтена – при увеличении наклона объем породы уменьшается, а при увеличении остается таким же, что был при копании. Форма результатов расчета на рис. 3.29.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N			
1	Исследования влияния параметров забоя и траектории на объем породы в ковше																
2	Координаты начала разгрузки, м:												$X_{sp} =$	50.0			
3	Длина разгрузочного каната, м												Z _{sp} = 5.0				
4	Угол наклона ковша в зоне начала разгрузки												-1.46				
5	Углы откоса породы в ковше												25	30	35	40	45
6	Объем породы в ковшах в зоне разгрузки, м ³												7.9	10.3	12.5	14.5	16.3
7	Количество точек отрыва в зоне копания												43.0	43	43	43	43
8	Суммарный объем породы в ковше в зоне копания												481.0	559.5	634.3	703.6	767.5
9	Среднее значение объема в ковше в зоне копания												11.2	13.0	14.8	16.4	17.8
10	Объем просыпанной породы												3.2	2.7	2.2	1.9	1.6
11	Результаты вычислений объема породы в ковше																
12	N п.	Координаты ковша в зоне копания	Угол наклона ковша	Объем породы в ковше в зависимости от угла откоса gjhls					Объем породы в ковше в зоне начала разгрузки								
13				x	z		25	30	35	40	45		25	30	35	40	45
14	1	60.2	-35.4	-13.1	4.80	6.92	9.16	11.56	13.93	4.80	6.92	9.16	11.56	13.93			
15	2	62.2	-35.4	-14.0	4.43	6.53	8.74	11.11	13.54	4.43	6.53	8.74	11.11	13.54			
16	3	64.2	-35.4	-14.9	4.07	6.17	8.36	10.69	13.14	4.07	6.17	8.36	10.69	13.14			
17	4	56.0	-31.9	-13.5	4.63	6.75	8.98	11.36	13.76	4.63	6.75	8.98	11.36	13.76			
18	5	58.0	-31.9	-14.5	4.22	6.32	8.52	10.87	13.31	4.22		6.32	10.87	13.31			
19	6	60.0	-31.9	-15.5	3.83	5.92	8.09	10.41	12.84	3.83	5.92	8.09	10.41	12.84			
20	7	62.0	-31.9	-16.3	3.47	5.54	7.70	9.99	12.42	3.47	5.54	7.70	9.99	12.42			
21	8	51.8	-28.3	-12.4	5.09	7.22	9.48	11.90	14.22	5.09	7.22	9.48	11.90	14.22			
22	9	53.8	-28.3	-15.0	4.01	6.09	8.28	10.61	13.06	4.01	6.09	8.28	10.61	13.06			
23	10	55.8	-28.3	-16.1	3.58	5.65	7.82	10.11	12.55	3.58	5.65	7.82	10.11	12.55			

Рисунок 3.29 - Форма вывода результатов исследований зоны копания и зоны начала разгрузки

Для исследования влияния параметров забоя и положения точки начала выгрузки на просыпание породы из ковша при транспортировании в модель и алгоритм решения включен вариант исследований по толщине забоя, отрабатываемого с одного места стояния экскаватора и задания нескольких точек положения ковша в начале разгрузки.

Результаты исследований при определении объема породы по второму варианту заданием относительной высоты «шапки» показаны на рис. 3.33

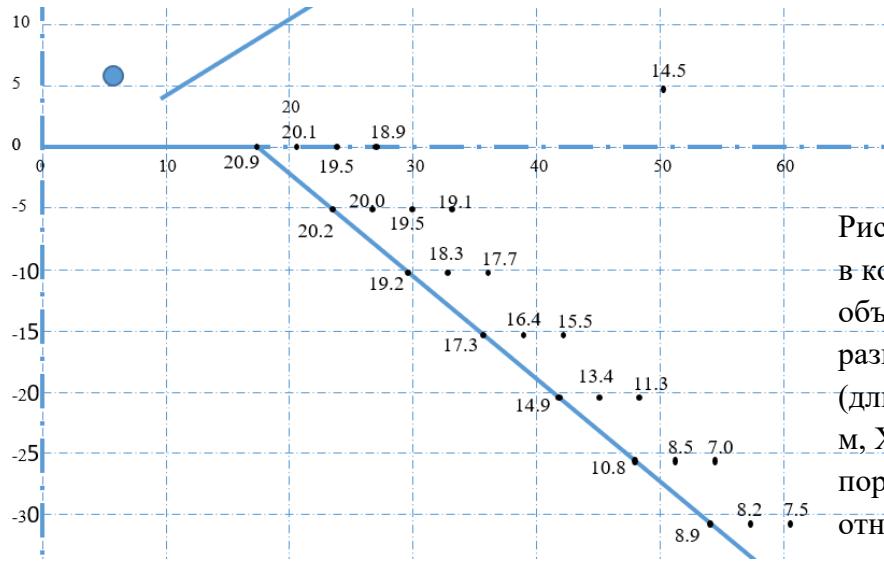


Рисунок 3.30 - Объем породы в ковше при отрыве и средний объем в точке начала разгрузки (длина тяговых канатов 12,5 м, $X_{\text{пр}}=1,1$ м, угол откоса породы в ковше 35° , относительная высота «шапки» 0,1, координаты точки начала разгрузки $X_p=50$, $Z_p=5$)

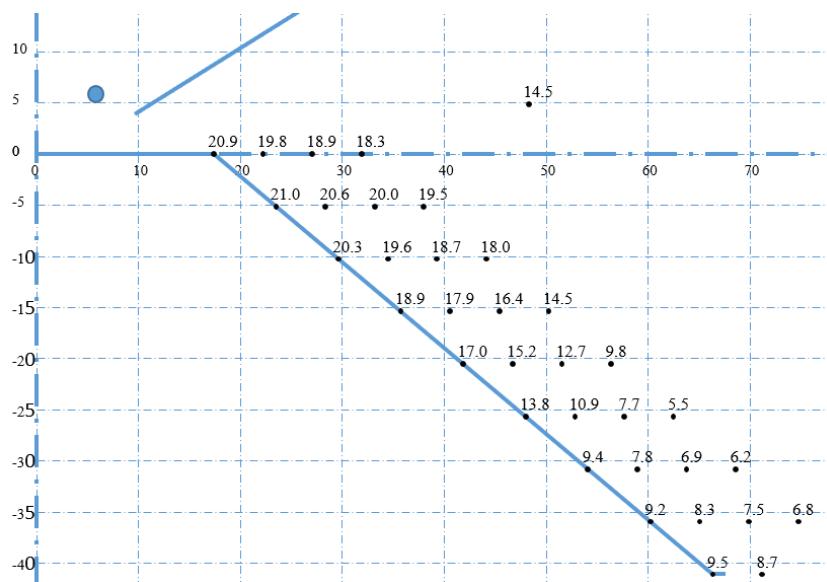


Рисунок 3.31 - Объем породы в ковше при отрыве и средний объем в точке начала разгрузки (длина тяговых канатов 11,5 м, $X_{\text{пр}}=1,1$ м, угол откоса породы в ковше 35° , относительная высота «шапки» 0,1, координаты точки начала разгрузки $X_p=50$, $Z_p=5$)

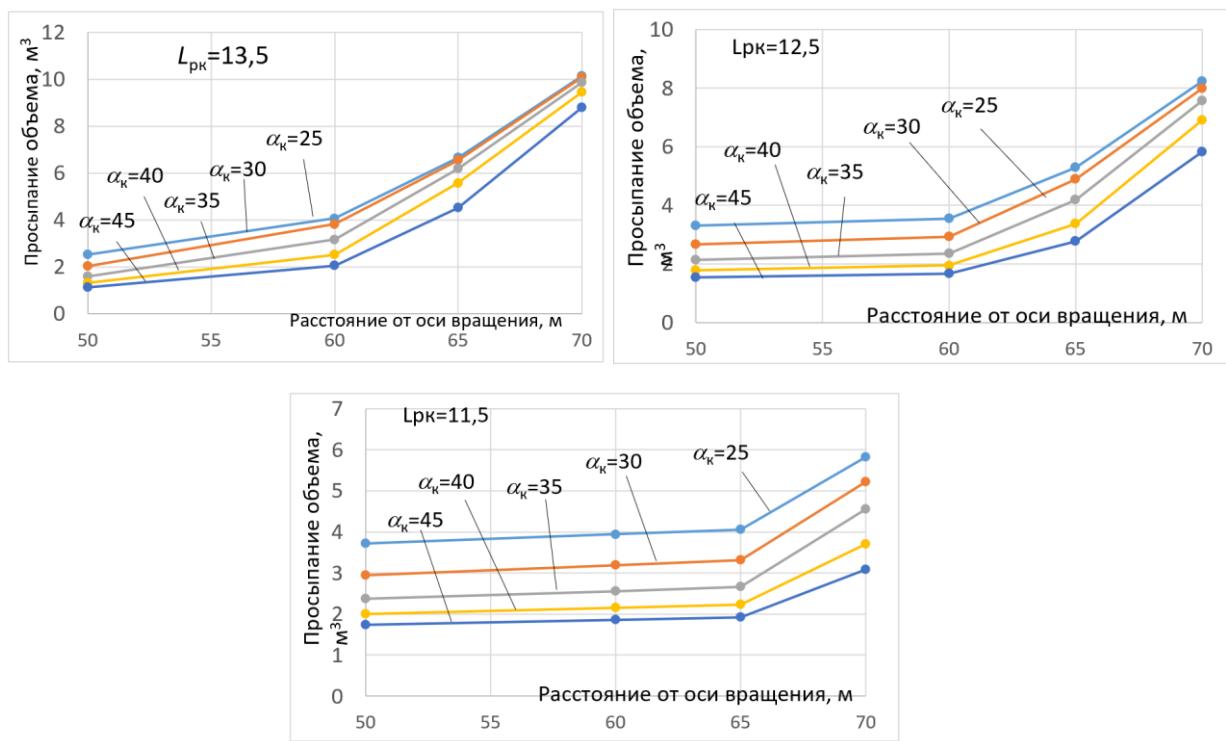


Рисунок 3.32 - Зависимость объема просыпанной породы в зависимости от точки начала разгрузки, длины разгрузочного каната L_{pk} и угла откоса горной массы в ковше ак

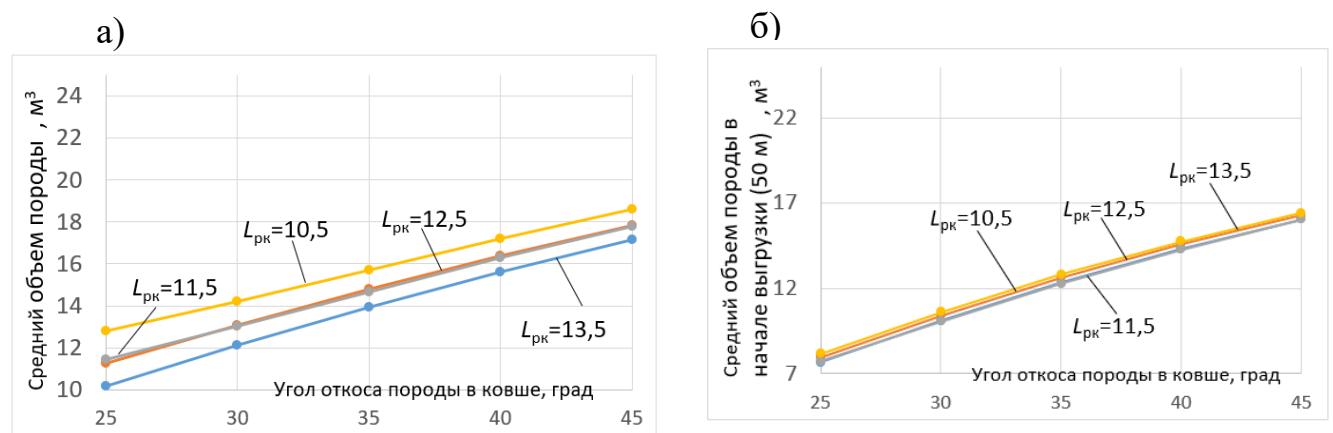


Рисунок 3.33 - Средний объем породы при отрыве ковша при копании (а) и в точке начала разгрузки (б) в зависимости от длины разгрузочного каната и угла откоса горной массы в ковше

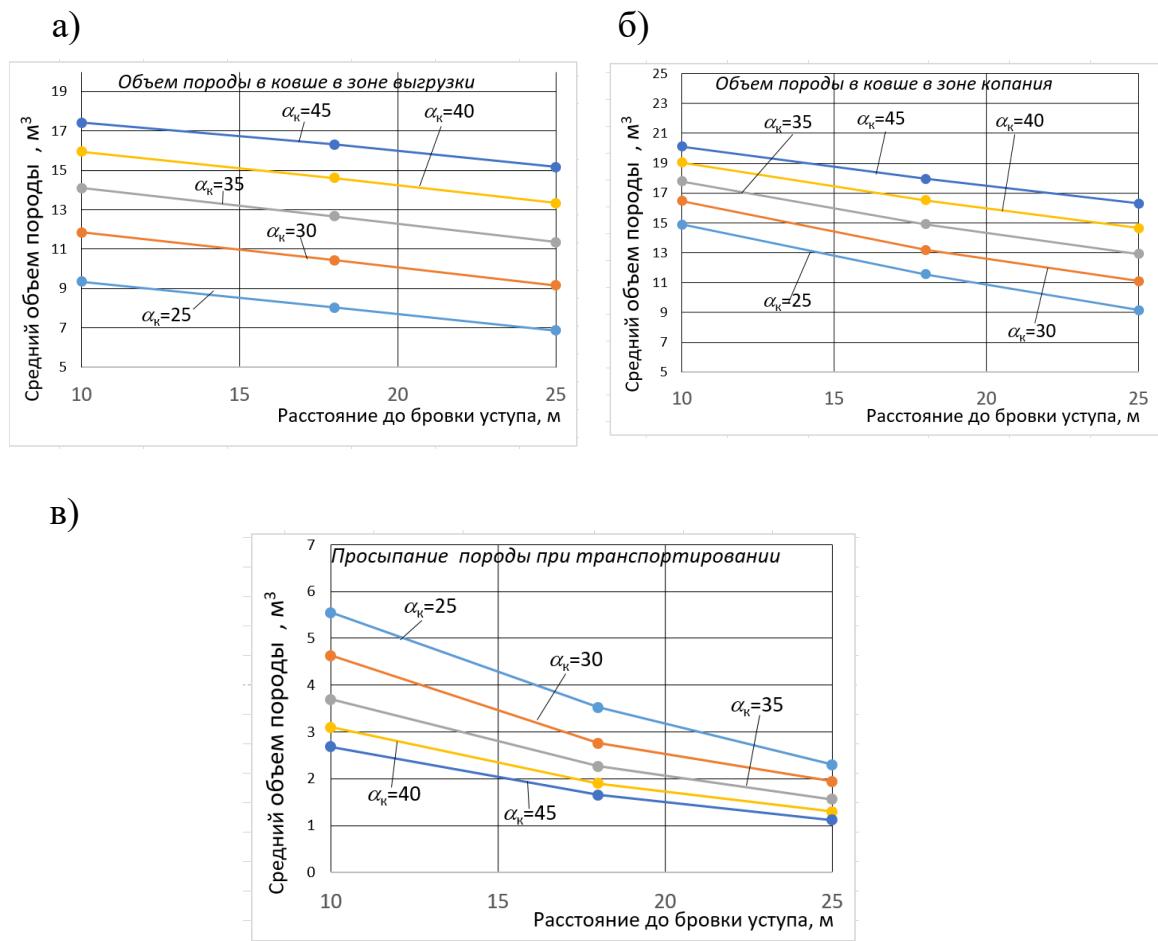


Рисунок 3.34 - Влияние профиля забоя на объем породы в ковше в точке начала разгрузки (а), при копании (б) и потери объема при транспортировании (в)

Выводы по исследованию влияния профиля забоя: с увеличением расстояния от экскаватора до бровки уступа уменьшается средний объем породы в ковше при отрыве в зоне копания и в зоне начала выгрузки.

3.7 Выводы по разделу

1. Результаты исследований показали влияние на объем горной массы в ковше, доставляемый к месту выгрузки, параметров забоя, характеристики транспортируемой горной массы, длины разгрузочного каната, положение осей крепления подъемных и тяговых цепей к ковшу, положения ковша при отрыве после копания из забоя и в зоне начала разгрузки.

2. Длина разгрузочного каната, положение осей крепления тяговых и подъемных цепей, их размеры влияют на производительность экскаватора,

существуют значения, при которых будет наименьший объем просыпанной обратно в забой породы при транспортировании ковша в зону выгрузки, что обеспечит повышение производительности.

3. Траектория движения ковша к месту выгрузки должна определяться по наименьшему объему просыпаемой обратно в забой породы.

4. Для выбора положения ковша при выполнении условия снижения просыпания породы обратно в забой необходимо выполнять проверку по обеспечению перемещения ковша для полной разгрузки за оставшееся время поворотного движения.

5. При работе в конкретных технологических условиях эксплуатации с параметрами забоя и отвала необходимо определять рациональную длину разгрузочного каната и координаты зоны начала разгрузки.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТРЕЛЫ ДРАГЛАЙНА

Для поиска рациональных параметров критерием принята массы стрелы, ограничениями прочность и устойчивость стрелы.

Ограничение прочности реализуется сравнением расчетных значений напряжений в элементах стрелы с допустимыми значениями. Расчетное значение напряжений и устойчивости определяются, используя пакеты прикладных программ, в основе которых лежит метод конечных элементов (МКЭ). Эти же пакеты по расчетной модели определяют и выбранный критерий – массу.

4.1 Выбор способа расчетов и инструментальных средств

Метод конечных элементов входит в несколько пакетов *ANSIS*, *NASTRAN*, *COSMOSXpress*, *APM WinMachine*. Наиболее простым для применения является российский продукт *APM WinMachine*, созданный НПЦ АПМ (г. Королев). В *APM WinMachine* может работать специалист, имеющий инженерное образование без специальной математической подготовки. Пакет обеспечивает удобство ввода моделей сложных изделий, наглядность и достоверность результатов расчетов. Адекватность результатов доказана разработчиками [38, 101].

Система *APM WinMachine*, ее структурный модуль *APM WinStructure3D* (модуль имеет сертификат соответствия № РОСС RU.СП 15. Н00086 (система сертификации ГОСТ Р Госстандарт России) представляет собой «систему, предназначенную для комплексного анализа трехмерных конструкций, состоящих из совокупности стержневых, пластинчатых и объемных элементов и любых их комбинаций». Имеющее инструментальное обеспечение позволяют выполнить различные расчеты: прочности, жесткости и устойчивости; выносливости при переменных режимах нагружения [38, 101].

В модуле *APM WinStructure 3D* выдается информация:

- распределение главных и эквивалентных напряжений, также их

составляющих;

- изменение напряженно-деформированного состояния конструкции под действием меняющихся во времени нагрузок;
- распределение линейных, угловых и суммарных перемещений;
- распределение деформаций по элементам модели;
- карты распределения и эпюры внутренних усилий;
- распределение усилий в контактной зоне;
- коэффициент запаса и форма потери устойчивости; распределение коэффициентов запаса и числа циклов по критерию усталостной прочности;
- распределение коэффициентов запаса по текучести и прочности;
- координаты центра масс, вес, объем, длина, площадь поверхности, моменты инерции модели, а также моменты инерции, статические моменты и площади поперечных сечений;
- карта распределения напряжений в произвольном сечении стержня;
- частоты и формы собственных колебаний конструкции;
- реакции в опорах, а также суммарные реакции, приведенные к центру масс модели.

По расчету и последующему анализу можно принять решение по изменению и доработке базового варианта модели, внести необходимые изменения и произвести расчет заново.

4.2 Методика расчетов при применении APM WinStructure3D

В *APM WinStructure3D* используются модель конструкции, модель закреплений, модель нагрузления, модель материалов [17, 22, 38].

При расчетах МКЭ на первом этапе определяются перемещения узлов модели, а величины внутренних усилий в элементе пропорциональны перемещениям в его узлах. Коэффициентом пропорциональности при расчете усилий служит квадратная матрица жесткости с количеством строк равных числу степеней свободы элемента. Все параметры, такие как напряжения, поле перемещений и т. п., вычисляются по узловым перемещениям [101].

4.2.1 Создание модели конструкции

Для проведения конечно-элементного анализа необходимо:

- выбрать тип конечных элементов, с помощью которых можно адекватно смоделировать реальную конструкцию;
- построить модель проектируемого объекта;
- провести разбиение модели на конечные элементы.

Основными типами конечных элементов являются:

- стержневые;
- оболочечные/пластинчатые;
- объемные.

Модель конструкции стрелы драглайна может быть создана различными элементами.

На первом этапе выполняется выбор сечений и размеров элементов, которые реализуют схему стрелы. Модель конструкции для такого расчета представляет собой стержневую систему.

Для проектирования пяты или головы стрелы используется модель из объемных элементов.

Достоинство стержневой системы - возможность изменения сечения входящих в конструкцию стержневых элементов и подбора значений, при которых масса конструкции будет наименьшей, но в то же время стрела будет обладать требуемой прочностью и долговечностью. В стержневой схеме достаточно просто вводить новые элементы и удалять используемые ранее. Такое необходимо при проведении оптимизации параметров стрел драглайнов.

Существующие конструкции стрел драглайнов состоят из жестких элементов: труб, уголков, швеллеров, двутавровая и гибких – вант, обеспечивающих предварительное натяжение, используемых в виде раскосов.

В *APM Structure3D* стержневым элементам модели типа канат должно быть задано предварительное натяжение одним из следующих способов.

Задание относительной деформации dL/L . Относительная деформация — отношение разности расстояния между соединяемыми данным элементом узлами к длины недеформированного элемента.

Задание начальной длины стержня L_0 . Стержень, имеющий в недеформированном состоянии длину L , располагается между узлами модели. Если начальная длина стержня L_0 меньше L , то это соответствует растяжению, если больше — то сжатию.

Задание в элементе возникающей осевой силы. Положительная сила вызывает растяжение, а отрицательная — сжатие.

Задание величины напряжения в сечении стержневого элемента. В растянутом элементе напряжения имеют положительный знак, в сжатом — отрицательный.

Способ задания предварительной деформации зависит от имеющихся исходных данных. Для стрелы драглайна в известных методиках предварительное напряжение производится заданием возникающей в элементе осевой силы, что требует предварительных расчетов.

4.2.2 Создание модели закреплений

Модель закреплений — это установка опор, необходимых для проведения расчетов методами статики. Опоры в модели установлены на пяту стрелы и в точке подвески стрелы к надстройке экскаватора.

4.2.3 Создание модели нагружения

Модель нагружения — это все действующие на элементы стрелы нагрузки, прилагаемые к узлам или стержням модели конструкции.

APM Structure3D позволяет задавать постоянные и переменные во времени:

- сосредоточенные силы и моменты;
- распределенные нагрузки по длине, поверхности и объему;

- нагрузки, заданные линейным и/или угловым перемещением;
- снеговые, ветровые и сейсмические (по СНиП);
- давление гидростатического и контактного типа;
- центробежные силы, заданные линейным и/или угловым ускорением;
- гравитационные силы;
- нагрузку в виде перемещений в опорах.

Выражения для расчета значений нагрузок приведены в главе 2.

При стержневых конструкциях, таких как стрела экскаватора, на отдельный стержень могут действовать изменяющиеся по линейному закону распределенные нагрузки:

- осевая сила;
- поперечная сила;
- момент кручения.

Для стрелы экскаватора приложение некоторых усилий очевидно, так усилия от подъемных канатов действуют через ось головных блоков и в схеме прикладываются сосредоточенными силами к узлам. Нагрузки, такие как центробежные от скорости поворота платформы, инерционные от движения платформы с ускорением, а также от ветрового давления введены соответствующими инструментами программного модуля.

Сосредоточенную силу на узлы модели конструкции задают в декартовой системе координат, т.е. в виде проекций на соответствующие оси.

При анализе напряженно-деформированного состояния стрелы требуется выявить долю влияния отдельных внешних силовых факторов: усилий в канатах, ветрового давления, центробежных и инерционных сил, для этого используют комбинации загружений. Комбинация формируется из уже имеющихся сил тяжести, инерционных, центробежных, ветровых нагрузок, усилий в подъемных канатах, преднапряжений гибких элементов и т.д., каждое из которых может иметь множитель - весовой коэффициент.

4.3 Задачи расчетов стрел драглайнов

APM Structure позволяет выполнить следующие типы расчетов:

- расчет напряженно-деформированного состояния (статический расчет, в рамках которого проводится анализ усталостной прочности модели);
- проверка несущей способности стержневых элементов по СНиП с автоматизированным подбором их поперечных сечений;
- расчет коэффициентов запаса и форм потери устойчивости;
- расчет напряженно-деформированного состояния;
- расчет наряжено-деформированного состояния для контактного взаимодействия;
- определение частот и форм собственных колебаний, в том числе с предварительным нагружением;
- расчет вынужденных колебаний – для исследования поведения системы при заданном законе изменения вынуждающей нагрузки от времени с анимацией колебательного процесса.

Стрелы драглайнов необходимо рассчитывать на прочность, устойчивость и выносливость, определять частоту собственных колебаний для исключения резонансных явлений в процессе перемещения ковша.

4.3.1 Расчет конструкции стрелы на прочность

Расчет на прочность заключается в определении максимальных значений напряжений [3, 4, 9, 13, 16, 18, 21- 31, 53, 54, 56, 58-60, 65, 93]. Наибольшие напряжения возникают при транспортировании груженого ковша к месту выгрузки. При определении максимальных напряжений рассматривается несколько расчетных положений ковша:

- 1) груженый ковш в зоне растяжки ковша, в подъемных и тяговых канатах действуют максимальные усилия, определенные по методике, рассмотренной в п. 2.2;
- 2) груженый ковш при входе в зону саморазгрузки (подъемные канаты

практически вертикально);

3) срыв ковша с бровки уступа.

Допустимое напряжение определяется пределом текучести или пределом прочности, что необходимо учитывать при выборе материала для элементов стрелы.

4.3.2 Расчет на устойчивость

Расчет устойчивости стержневых элементов соответствует задаче определения критических сжимающих нагрузок в постановке Эйлера, в *APM WinStructure3D* задача решается МКЭ. Результат расчета величина коэффициента запаса устойчивости и форма возможной потери устойчивости. Минимальное значение коэффициента запаса регламентируется требованиями безопасности. Минимально допустимый коэффициент запаса устойчивости (для сталей $n_y=1,8\ldots 3$), он выше коэффициента запаса на прочность ($n_{\text{пр}}=1,4\ldots 1,6$). Это связано с тем, что коэффициент запаса устойчивости, кроме всего прочего, зависит от таких факторов, как начальная кривизна стержня, эксцентриситет приложения нагрузки, неоднородность материала, которые незначительно влияют на прочность, но могут вызвать потерю устойчивости. Эти обстоятельства встречаются на практике в металлоконструкциях и не отражающихся на работе конструкции при других видах деформации (кручение, изгиб, растяжение). Для сжатых же стержней, у которых возможна потеря устойчивости, эти обстоятельства могут сильно снизить грузоподъемность стержня [14,32]. Таким образом, критическое напряжение (нагрузка, превышение которой вызывает потерю устойчивости стержней может быть ниже основного допускаемого напряжения на прочность.

При невыполнении требований устойчивости, необходимо увеличить жесткость наименее устойчивых стержней, а, следовательно, пересмотреть их форму и размеры поперечных сечений или ввести дополнительные элементы, повышающие жесткость всей конструкции. Такими элементами служат стойки, распорки или диагональные раскосы.

На сопротивление стержней продольному изгибу влияют параметры:

- 1) гибкость стержня;
- 2) закрепление стержня;
- 3) форма поперечного сечения стержня;
- 4) материал стержня.

4.3.3 Расчет на выносливость

Наряду с расчетами на прочность и устойчивость для стрел драглайнов должен быть определен предел усталости, или выносливости, так как стрела подвержена переменным нагрузкам [15,18,24,26,27,30,36, 37, 41, 45-53, 57, 74, 77, 79, 88,98].

По анализу работы драглайнов в АО «Ураласбест» срок эксплуатации стрел, до момента появления усталостных трещин колеблется от десятков лет до нескольких месяцев. Разрушение усталостное происходит из-за накопления механических нарушений и происходит даже в тех случаях, когда напряжения не превышают предела упругости материала. При достаточно большем числе циклов в результате накопления механических изменений в каком-либо месте металлоконструкции образуется макроскопическая трещина, постепенное развитие которой приводит к разрушению соединений или элементов.

Характеристикой напряженности является *цикл напряжений* - совокупность последовательных значений напряжений σ за один период. Продолжительность одного цикла нагружения называют периодом и обозначают T . В табл. 4.1 [15] приведены различные частные случаи изменения напряжений характерных циклов.

Цикл переменных напряжений характеризуют:

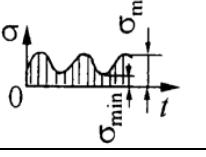
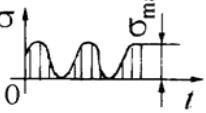
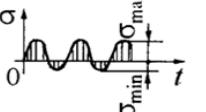
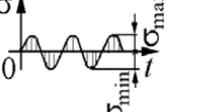
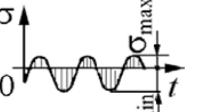
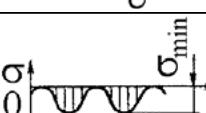
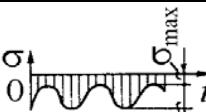
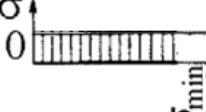
- 1) максимальным и минимальным напряжением $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$;
- 2) средним напряжением $\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$;
- 3) амплитудой цикла $\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$;
- 4) коэффициентом асимметрии цикла $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$;

5) характеристикой цикла $\rho = \sigma_a / \sigma_m$; $\rho = \frac{1-R}{1+R}$; $0 < \rho < \infty$;

6) коэффициентом амплитуды $a = \sigma_a / \sigma_{\max}$.

Предел выносливости металлоконструкции стрелы драглайна существенно зависит от степени несимметрии цикла и от других факторов.

Таблица 4.1 - Типы циклов переменных напряжений

График зависимости $\sigma = f(t)$	Название цикла	Напряжения			Коэффициент r
		σ_{\max} и σ_{\min}	σ_m	σ_a	
	Постоянный положительный	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} > 0$	$\sigma_m = \sigma_{\max} = \sigma_{\min}$	0	+1
	Несимметричный положительный	$\sigma_{\max} > 0$; $\sigma_{\min} > 0$	> 0	$\neq 0$	$0 < r < 1$
	Пульсирующий положительный	$\sigma_{\max} > 0$; $\sigma_{\min} = 0$	$0,5\sigma_{\max}$	$0,5\sigma_{\max}$	0
	Несимметричный	$\sigma_{\max} > 0$; $\sigma_{\min} < 0$; $\sigma_{\max} > \sigma_{\min}$	> 0	$\neq 0$	$-1 < r < 0$
	Симметричный	$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $\sigma_{\min} < 0$	0	σ_{\max}	-1
	Несимметричный	$\sigma_{\max} > 0$; $\sigma_{\min} < 0$; $\sigma_{\max} < \sigma_{\min} $	< 0	$\neq 0$	$-\infty < r < -1$
	Пульсирующий отрицательный	$\sigma_{\max} = 0$; $\sigma_{\min} < 0$	$0,5\sigma_{\min}$	$0,5 \sigma_{\min} $	$\pm\infty$
	Несимметричный отрицательный	$\sigma_{\max} < 0$; $\sigma_{\min} < 0$	< 0	$\neq 0$	$+1 < r < +\infty$
	Постоянный отрицательный	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} < 0$	$\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$	0	+1

Испытания показали, что с увеличением размеров поперечного сечения

деталей усталостная прочность уменьшается [15, 21, 24, 26, 30, 36, 37, 41, 44, 48]. Снижение сопротивления усталости при увеличении размеров поперечного сечения происходит по причинам:

- а) металлургический фактор – увеличение неоднородности при увеличении размеров отливки;
- б) технологический фактор – деформирование поверхностного слоя при механической обработке деталей малых размеров происходит на относительно большую глубину, чем при обработке деталей больших размеров;
- в) статистический фактор – с увеличением размеров повышается вероятность появления различных дефектов в виде раковин, микротрещин, включений.

Еще одной причиной возникновения и развития трещин усталости, приводящих к усталостному разрушению материала, являются повышенные местные напряжения, возникающие в местах резкого изменения формы и размеров поперечного сечения детали, а также в местах приложения сосредоточенных нагрузок. Участки возникновения повышенных местных напряжений называют концентрацией напряжений. Концентраторы напряжений в стрелах экскаваторов-драглайнов наблюдаются в местах перехода сварных швов к основному металлу, в резьбовых и пальцевых соединениях. Для проектирования установлены нормы для конструкций, работающих в тяжелых условиях. Нормы определяют величину допускаемых напряжений с учетом влияния фактора концентрации напряжений, а также предъявляют требования к изготовлению конструкций, работающих при переменных нагрузках. Требования регламентируют создание плавных переходов в местах соединений элементов и направлены на снижение концентрации напряжений. Несмотря на все эти меры, коэффициент концентрации напряжений в соединениях достаточно высокий [15].

На предел выносливости детали значимое влияние оказывает качество обработки поверхности. Поверхностный слой при растяжении-сжатии является наиболее напряженным, особенно при наличии также и изгиба, усталостная

трещина обычно зарождается на поверхности. После механической обработки детали на поверхности остаются микроскопические трещины, риски, царапины, которые концентрируют напряжение, что ведет к снижению предела выносливости. Чувствительность стали к обработке поверхности возрастает с увеличением ее прочности, поэтому детали из легированных сталей требуют особо тщательной обработки.

Особенно сильно снижает предел выносливости коррозия металла, которая способствует образованию трещин усталости - на поверхности образца образуется мелкая сетка трещин, которые повреждают наружный слой металла и являются источниками большой концентрации напряжений.

Причинами быстрого разрушения металлоконструкции стрел являются также неправильная их эксплуатация.

Процесс усталостного разрушения состоит из 3-х фаз. Первая фаза – возникновение трещины, 2-я фаза – распространение трещины, 3-я фаза – быстрый неустойчивый рост трещины до полного разрушения.

Влияние изменения нагрузок во времени на прочность еще мало изучено, предполагается, что прочность материала в основном зависит от величины и знака максимального σ_{max} и минимального σ_{min} возникающих напряжений. Расчеты на долговечность и надежность считают приближенными, они носят вероятностный характер.

Стрела экскаватора-драглайна работает в условиях, когда возникающие значение напряжения периодически меняется, а иногда и меняется направление.

Определение числа циклов нагружения для элементов стрелы экскаватора-драглайна, подверженных действию переменных нагрузок в результате работы.

Длительность одного цикла изменения напряжения, т.е. период T , составляет рабочий цикл экскаватора t_u .

Общее число циклов:

$$N_o = 60 \cdot 60/t_u \cdot L_h \cdot k$$

где k – коэффициент, учитывающий изменение нагрузки металлоконструкций [48]

$$k = \sum \left[\left(\frac{F_j}{F_{\max}} \right)^m \left(\frac{t_j}{L_h} \right) \right], \quad \sum \left(\frac{t_j}{L_h} \right) = 1,$$

где t_j – продолжительность работы элемента в период одного из этапов рабочего цикла за весь срок эксплуатации ($j=1$ – период копания, $j=2$ – период поворота на разгрузку, $j=3$ – период поворота к забою),

F_j – усилия в период времени t_j ;

F_{\max} – максимальное усилие в период рабочего цикла;

m – коэффициент, характеризующий уклон прямой усталости [76]

$$m = [C_1 + C_2 \lg K]^{-1}$$

где C_1 и C_2 – коэффициенты, зависящие от стали (для углеродистой стали 0,143 и 0,233, для низколегированной – 0,163 и 0,289);

K – коэффициент концентрации определяется опытным путем для каждого вида соединений и показывает во сколько раз предел выносливости материала – σ_1 больше предела выносливости, полученного при испытании такого же образца, имеющего концентрацию напряжения – σ_{rk} ; рекомендуемые значения K : для сварных и клепаных конструкций $K \leq 2 \div 2,5$, для сварных решетчатых конструкций $K = 2 \div 4$;

L_h – общая продолжительность работы элемента металлоконструкции за весь срок эксплуатации экскаватора,

$$L_h = n_{\text{год}} \cdot n_{\text{дн}} \cdot n_{\text{см}} \cdot n_{\text{час}} \cdot k_i,$$

где $n_{\text{год}}$ – срок эксплуатации экскаватора по стандартам безопасности в годах;

$n_{\text{дн}}$ – количество рабочих дней экскаватора в течение года;

$n_{\text{см}}$ – количество рабочих смен в течение суток;

$n_{\text{час}}$ – количество рабочих часов экскаватора в смену;

k_i – коэффициент использования экскаватора.

В АРМ *WinStructure3D* имеется возможность проведения анализа усталостной прочности стреловой модели, на которую действуют циклические

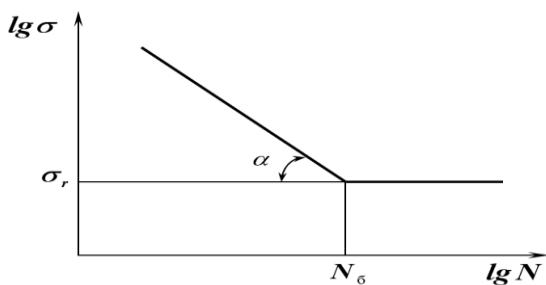


Рисунок 4.1 - Кривые осливости - в логарифмических координатах

нагрузки. Для этого определяют коэффициент асимметрии цикла r_i для каждого элемента стрелы и набор коэффициентов, влияющих на их долговечность:

1. *Коэффициент чувствительности* материала к местным напряжениям – q : для высококачественных, термически обработанных легированных сталей он стремится к единице, а для малоуглеродистых сталей – снижается до 0,5. Коэффициент чувствительности для стали может быть определена из графиков [2, 9, 41, 45, 47, 48] в зависимости от предела прочности материала. Коэффициент чувствительности зависит также от геометрической конфигурации детали и от ее абсолютных размеров. Влияние коэффициента чувствительности материала на местные напряжения для полых трубчатых элементов и профилей уголкового проката при сжатии-растяжении мало изучено. В справочниках присутствуют данные о наиболее распространенных случаях концентрации напряжений на валах (отверстия, выточки, галтели), подверженных кручению и изгибу, приведенные графики дают лишь приближенную оценку влияния масштабного фактора на усталостную прочность для стреловых конструкций.

2. *Теоретический коэффициент концентрации напряжений – Кт.*

Стрелы экскаваторов-драглайнов – сварные металлоконструкции, на Кт влияет расчетное сечение (сварной шов, основной металл или место перехода к сварному шву) и вид соединения (стыковые швы с полным проваром или не полным проваром; лобовые швы при ручной или автоматической сварке; фланговые швы и пр.) [12, 47, 70].

3. *Коэффициент масштабного фактора – ε* оказывает на элементы из высокопрочных сталей и при концентрациях напряжений. При растяжении-

сжатии ε практически не проявляется [47] в отличие от изгиба и кручения, при которых сопротивление усталости снижается на 30...50 %.

4. *Шероховатость поверхности.* В окне модуля чистота обработки поверхности вводится в условных обозначениях Rz . Данные определяются по чертежам изготовителя.

5. *Коэффициент поверхности обработки* - β . В чистой и тонко обработанной поверхности предел усталости возрастает. При грубой обработке наличие мелких поверхностных дефектов снижает усталостную прочность. Для задания коэффициента имеются графические и табличные данные [30, 47], которые зависят от обработки поверхности элемента и временного сопротивления его материала.

Коэффициент асимметрии цикла r_i . Минимальное и максимальное напряжения для i -того элемента металлоконструкции рассчитываются в модуле *APM WinStructure3D*. Минимальные напряжения стрела испытывает от силы тяжести металлоконструкции, максимальные – от всех действующих нагрузок при рабочем цикле экскаватора.

4.4 Поиск рациональных параметров стрелы

4.4.1 Обоснование и выбор критерия

Под поиском рациональных параметров понимается поиск «наилучшего» решения среди некоторого множества возможных. Для сравнения вариантов и поиска «наилучшего» применяется критерий – мера при сравнении вариантов. В качестве критерия зачастую применяют экономические показатели, например, стоимость стрелы, доля стрелы в себестоимости экскавации и др., но такие критерии для расчета его значения требуют применения большого числа сложных выражений, причем стоимостные показатели меняются во времени, поэтому требуется периодического обновления базы исходных данных.

Более просто оптимизация проводится с использованием критерия массы. Через него ориентировочно может быть определена и стоимость стрелы. Недостаток критерия массы в том, что не учитываются затраты на изготовление стрелы, поэтому, например, ферменная стрела может быть меньшей массы, по сравнению с трехгранной, но потребует больших затрат при изготовлении и обслуживании.

Для диссертационных исследований принимаем критерий массы. Ограничениями будут служить требования обеспечения прочности, устойчивости и долговечности. Ограничения не требуют дополнительных выражений для включения в целевую функцию определения критерия, да и собственно выражений для расчета массы не потребуется, если применить для поиска рационального варианта компьютерную систему исследования напряженно-деформированного состояния, например, нашу Российскую разработку систему *APM WinMachine* (НПЦ АПМ (г. Королев)) со структурным модулем *APM WinStructure3D* (модуль имеет сертификат соответствия № РОСС RU.СП 15.Н00086 (система сертификации ГОСТ Р Госстандарт России) представляет собой «систему, предназначенную для комплексного анализа трехмерных конструкций, состоящих из совокупности стержневых, пластинчатых и объемных элементов и любых их произвольных комбинаций».

При поиске рационального исполнения стрелы драглайна выполняется поиск рациональной схемы стрелы и для каждой схемы поиск рациональных параметров.

Проведение исследований напряженно-деформированного состояния конструкций и на его основе определение рациональных параметров выполняется в следующей последовательности [14, 32]:

- 1) определение действующих нагрузок;
- 2) составление модели *конструкции* с заданием сечений стержневым элементам и толщин пластинам;
- 3) задание модели конструкции действующих рабочих нагрузок;
- 4) задание материала;
- 5) установка опор, закрепляющих конструкцию от перемещений;
- 6) проведение расчета напряжений;
- 7) выполнение анализа полученных результатов: при выявлении элементов с излишним запасом прочности задание, по возможности, меньших сечений, а для элементов с недостаточным запасом – увеличение;
- 8) пункты 6, 7 повторяются до тех пор, пока не будут подобраны сечения, не имеющие излишних запасов прочности и в то же время обеспечивающие требуемый запас прочности.

4.4.2 Исходные данные

Методика расчета действующих усилий приведена в главе 2, значения определяются по разработанной программе для ЭВМ на алгоритмическом языке *Visual Basic* в приложении *Microsoft Excel*. Вид формы ввода исходных данных на рис. 3.20.

Несущие трубы выполнены из стали 17Г1С по ГОСТ 20295-85 [6] с пределом текучести 335 МПа.

Допустимое напряжение при расчетах на прочность.

При расчетах на прочность стрел драглайнов применяют метод допускаемых напряжений [3, 6, 9]. В основе расчета по допускаемым

напряжениям лежит гипотеза идеально упругого тела, для которого закон Гука о прямой пропорциональности между напряжениями и деформациями считается справедливым до начала текучести материала.

Основная формула расчета

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_n}{n},$$

где σ - напряжения от действия основных и случайных или аварийных нагрузок;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение;

σ_n - предельное (опасное) напряжение; для пластичных материалов опасным напряжением считается предел текучести ($\sigma_{0,2}$), для хрупких материалов это предел прочности (σ_b);

n - коэффициент запаса прочности.

По методу допускаемых напряжений проводят расчет на прочность, устойчивость и выносливость.

Расчет на прочность и устойчивость включает в себя проверку напряжений от основных нагрузок, основных плюс случайных и аварийных нагрузок.

Расчет на выносливость производится по основным нагрузкам.

При расчете на устойчивость или выносливость формула имеет вид

$$\sigma \leq \phi[\sigma], \text{ или } \sigma \leq \gamma[\sigma],$$

ϕ и - коэффициенты, учитывающие снижение сопротивления

γ конструкции при потере устойчивости и по усталостным разрушениям.

Определение коэффициента запаса прочности основывается на статистических исследованиях применительно к определенному типу машин. Он зависит от степени однородности материала, точности методов расчета, требуемой долговечности конструкции и других факторов.

Используя опыт проектирования экскаваторов-драглайнов ПАО «Уралмашзавод» для расчета металлоконструкций экскаваторов и другого оборудования можно принять следующие запасы прочности (табл. 4.2) [5, 6, 7].

Таблица 4.2 - Коэффициенты запаса прочности

Класс сооружения	Применяемые стали	Расчет на выносливость	Расчет на прочность		
			основные нагрузки	основные +случайные нагрузки	аварийные нагрузки
A	Общестроительные	1,7	1,7	1,4	1,15
	Низколегированные	1,8	1,8	1,5	1,2
B	Общестроительные	1,5	1,5	1,3	1,1
	Низколегированные	1,6	1,6	1,4	1,15

К сооружениям класса А относятся конструкции или детали, поломки которых связаны с очень крупными материальными потерями. К сооружениям класса Б относятся все остальные конструкции, не входящие в класс А.

При расчетах по методу допускаемых напряжений применяется единый коэффициент запаса прочности, который не оценивает изменчивость различных видов нагрузки и степень точности определения каждой действующей нагрузки.

Допустимое напряжение несущих элементов из стали 17Г1С

$$[\sigma] = \sigma_{0,2} / 1.7 = 335 / 1.7 = 197 \text{ МПа}$$

4.5 Исследования напряженно-деформированного состояния базовой модели стрелы для экскаватора ЭШ-20.90

Данные по конструктивному исполнению, сечениям элементов, нагрузкам приняты по расчету «Экскаватор ЭШ-20.90. Стрела. Расчет 1060.31 РР. 1976, Уралмашзавод». По представленным в этом документе параметрам составлена расчетная модели выполнены исследования.

4.5.1 Модель конструкции стрелы и ее нагружения

При изучении конструкций трехгранных стрел экскаваторов производства Уралмашзавода выявлено, что у них устанавливаются 4 ванты предварительного сжатия верхнего пояса [12]. Необходимость их применения объясняется тем, что при приближении ковша к стреле равнодействующая усилий в канате от головы стрелы к ковше и в канате от головы стрелы к подъемной лебедке проходит внутри стрелы между нижними и верхним поясами. Авторы конструкции [12] обосновали необходимость предварительного сжатия верхнего пояса требованием исключения действия на верхний пояс знакопеременной нагрузки. Они посчитали, что когда равнодействующая усилий подъемных канатов проходит внутри пирамиды поясов стрелы, то верхний и нижний пояса будут сжиматься, а при отходе ковша от стрелы равнодействующая пойдет ниже стрелы и верхний пояс начнет работать на растяжение, нижние же пояса продолжат работать на сжатие.

Одной из целей поставленной перед

диссертационными исследованиями

была поиск рациональной схемы исполнения стрелы. Для этого выполнена проверка необходимости применения вант предварительного сжатия верхнего пояса. Исходные данные для исследований в табл. 3.1 и в табл. 4.2 (обозначение элементов по Рисунок 4.2). В расчетах использовано ветровое давление по 4-му ветровому району 0,48 кПа, от сил инерции при движении поворотной платформы с ускорением $0,03 \text{ с}^{-2}$ и угловой скоростью $0,18 \text{ с}^{-1}$. Лестницы и площадки реализованы распределенными и сосредоточенными силами. Для исследований составлена стержневая модель конструкции без применения вант верхнего пояса в модуле *Structure 3D* (рис. 4.3). Для вантовых раскосов введена относительная деформация 0.0003.

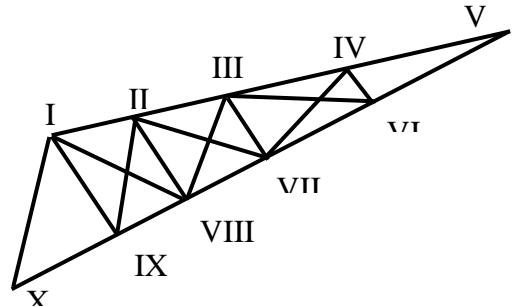


Рисунок 4.2 - Схема стрелы

Таблица 4.2 – Параметры базовой модели стрелы ЭШ-20.90

Наименование \ значения	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	Масса, кг
1. Нижний пояс с головной секцией					8853	8997	7323	6730	6349	3778	42030
- Нижний пояс											33177
- Головная секция											8853
2. Верхний пояс	2536	3160	3431	3573	1020						13750
3. Стойки и распорки	5330	1145	502	257		412	811	1600	2358	3885	16300
4. Площадки по нижнему поясу						330	890	420	535		2180
5. Площадка на голове					1137	163					1300
6. Лестница по нижнему поясу									1795	395	2190
7. Лестница и площадки по верхнему поясу	866	1301	1628	1395	240						5430
8. Ванты	2192	1930	2065	1679	765	945	1845	1628	1330	438	14800
9. Подъемный каната			1380		2500						2880
10. Подвеска стрелы	8560										8560
11. Головные блоки					6260						6260
12. Поддерживающие ролики	262	711	1115	538	279						3250
13. Электрооборудование с прожекторами	17	17	17	17	50	30	30	30	238	15	461
Масса поясов с головной секцией и раскосов											72080
Суммарная масса	20063	8247	10138	7504	20138	10882	10889	10408	12605	8511	120391

Таблица 4.3 – Параметры труб стрелы и вантовых раскосов базовой модели

Наименование	Значение
Верхний пояс, труба	820x9
Нижний пояс, труба	820x9
Вертикальные стойки крайние к основанию стрелы (I-X), труба	720x7,5
Вертикальные стойки (I-IX), (II-VIII), труба	426x7
Вертикальные стойки (III-VII), (IV-VI), труба	244,5x8
Вантовые раскосы, канат 64,0-Г-1-Н-166 ГОСТ 7669-80	17,15 кг

Для анализа конструкции стрелы выполнены расчета при положении ковша в зоне растяжки максимально приближенным к пяте стрелы (1 расчетное положение) и также в зоне растяжки при ковше вблизи головы стрелы (2 расчетное положение). В первом положении канаты максимально приближены к плоскости нижних поясов, инерционная нагрузка от ковша при повороте платформы с ускорением минимальная. Во втором расчетном положении на голову стрелы будет действовать наибольшая инерционная нагрузка от ковша.

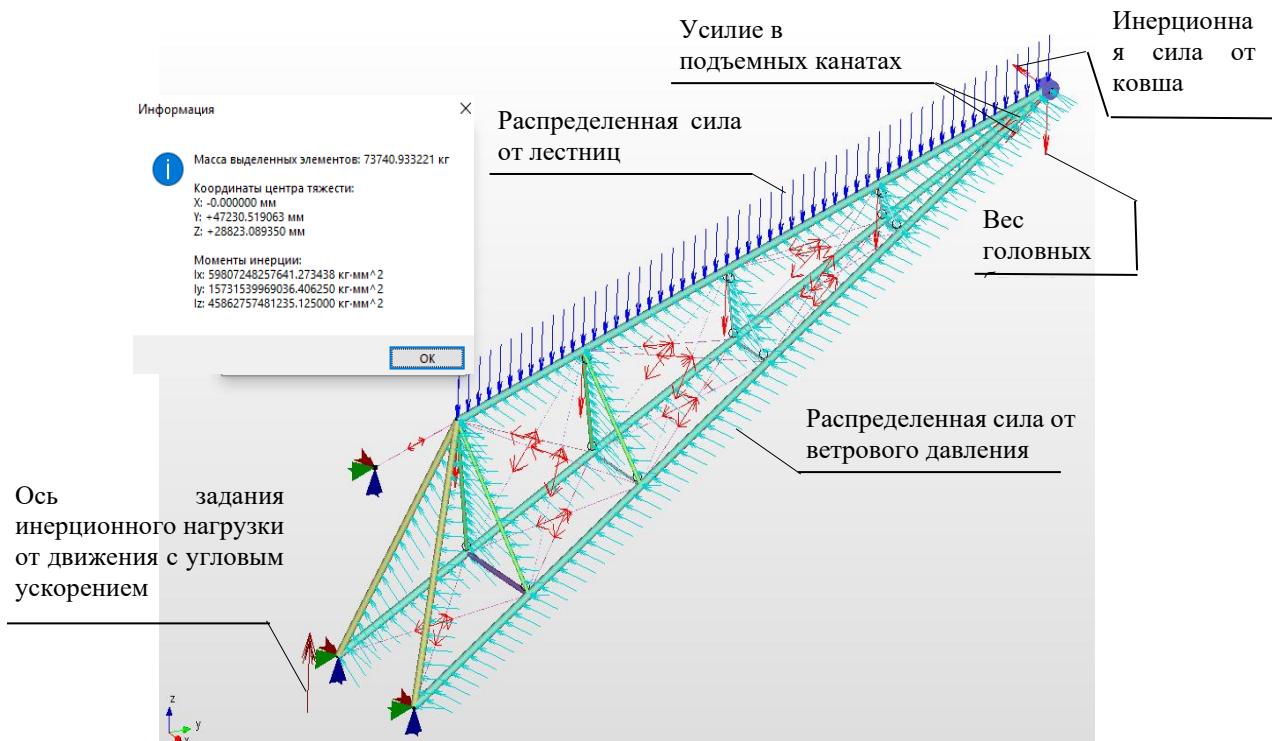


Рисунок 4.3 - Стержневая модель стрелы

Таблица 4.4 – Усилия в канатах

Расчетное положение	Координаты ковша		Усилия в канатах, кН		Равнодействующая усилий в канатах подъема, кН	Угол наклона равнодействующей горизонту, град	Проекции равнодействующей, кН	
	x	z	подъема	тяги			на ось X	на ось Z
1	20,0	4,0	1250	1067,4	2492,6	30,6	2144,7	1270,2
2	74,3	32,7	1250	945,3	2417,1	40,9	1826,7	1583,0

4.5.2 Результаты исследований базовой модели стрелы

На напряжения в элементах конструкции стрелы влияет предварительное напряжение вантов. Для определения влияния выполнен расчет напряжений при нескольких значениях предварительного напряжения. Задание выполнено относительной деформацией – изменением относительно начальной длины. Этим способом можно сразу задавать преднатяжение всем выделенным вантам. На рис. 4.4-4.8 относительная деформация 0,0003.

Исследовались режимы монтажа при горизонтальном расположении стрелы и опиরании на голову стрелы и пяты (рис. 4.4), при установке ее в рабочее положение (рис. 4.5),

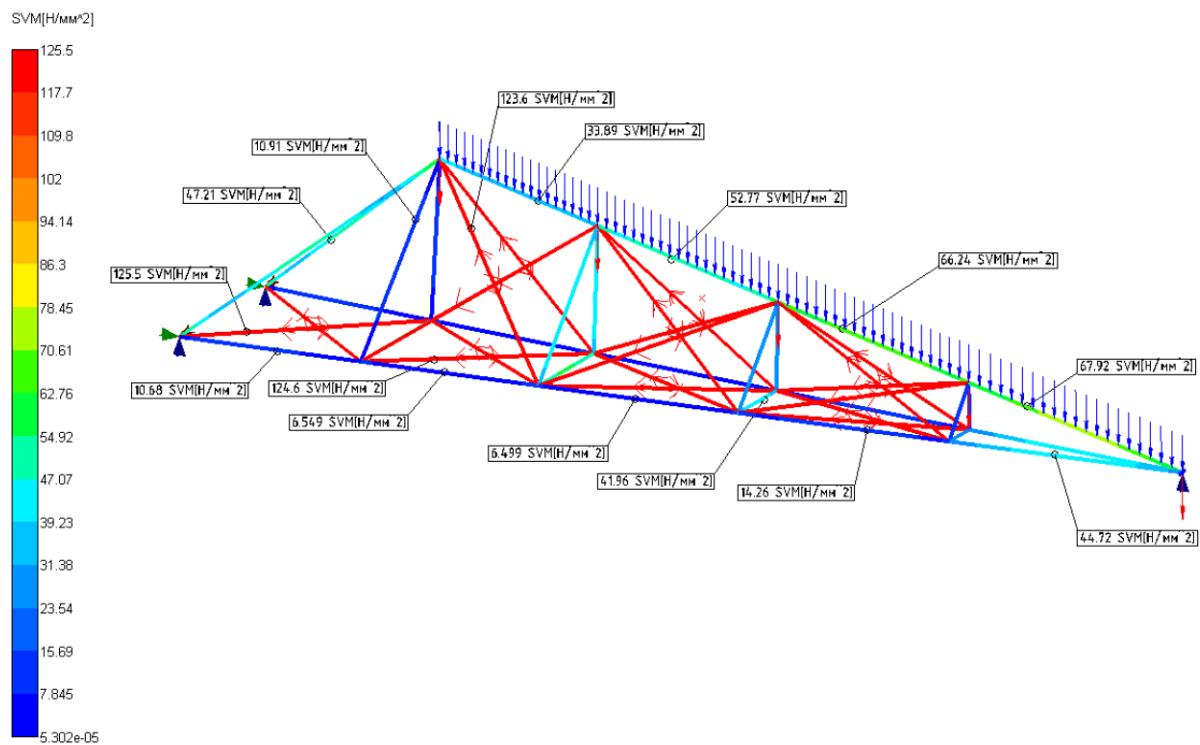


Рисунок 4.4 - Карта напряжений от собственного веса стрелы при монтаже

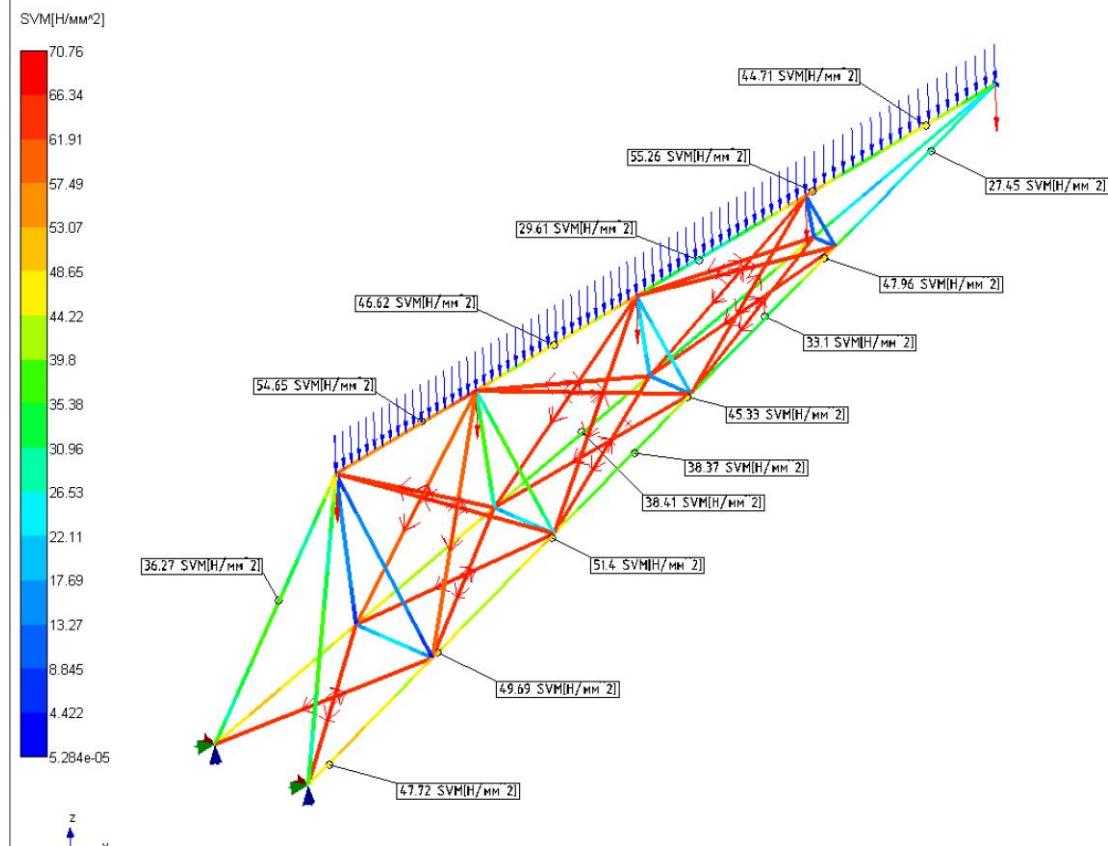


Рисунок 4.5 - Карта напряжений от собственного веса стрелы

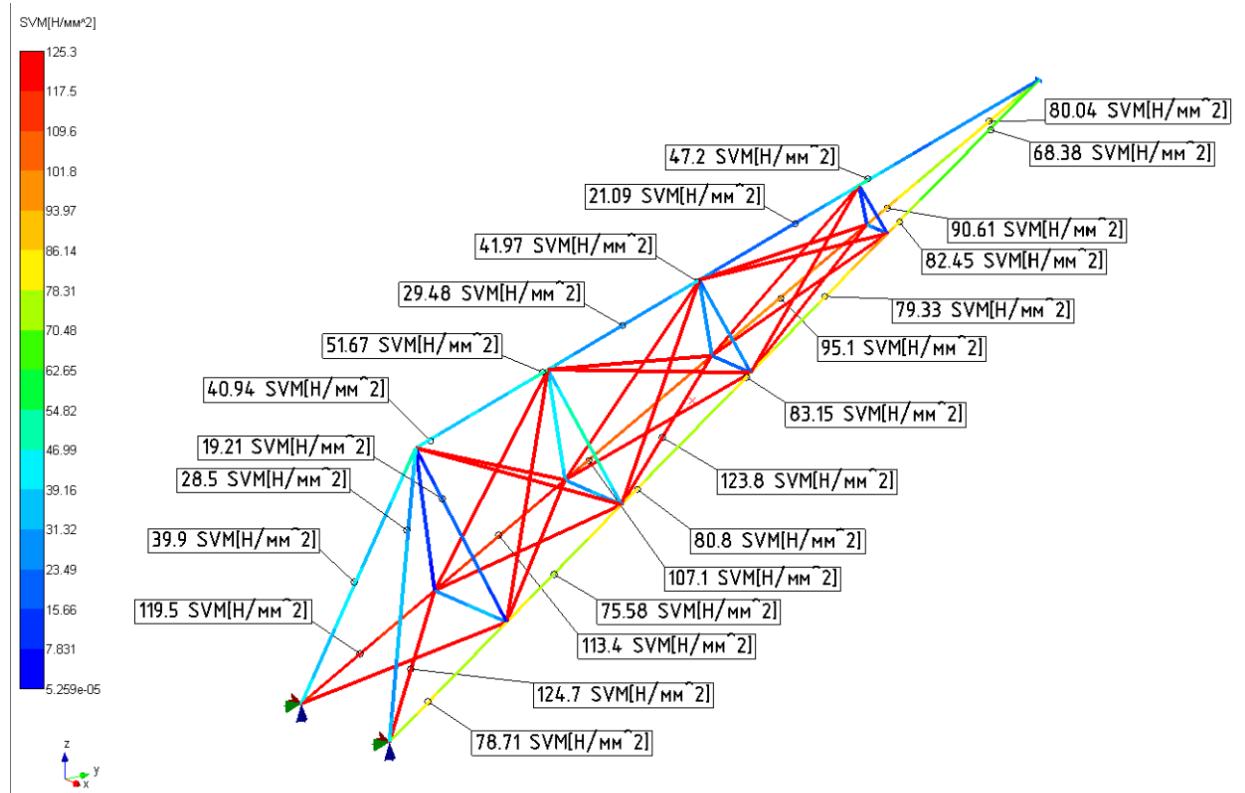


Рисунок 4.6 - Карта напряжений от собственного веса, ветровой и инерционной нагрузки

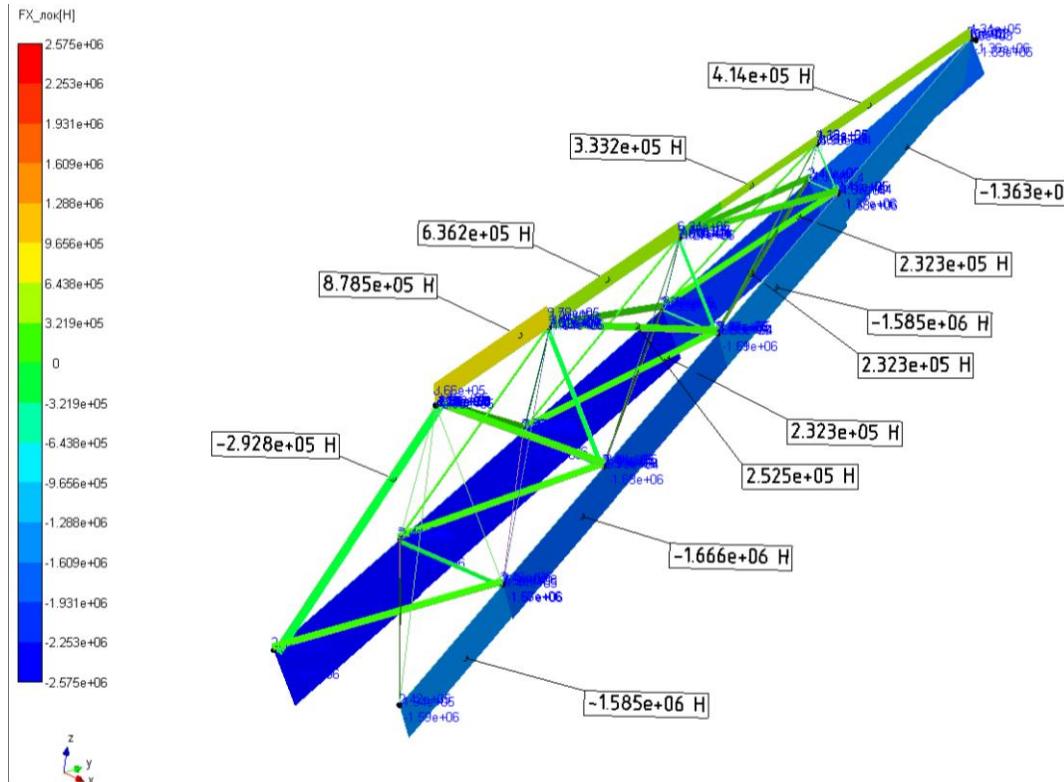


Рисунок 4.7 - Карта усилий в элементах от подъемных канатов, собственного веса, ветровой и инерционной нагрузки (относительная деформация вант 0.00025)

Выводы по результатам расчета напряжений:

- 1) предварительное напряжение вант относительной деформацией 0,0003 от начальной длины приводит к превышению напряжения в вантах значительно большем напряжений в поясах стрелы.
- 2) работа верхнего пояса на сжатие не выявлена даже при первом варианте расчета.

Выполнен расчет напряжений при изменении относительной деформации вант. На рис. 4.8 показаны результаты расчета при относительной деформации 0,0002.

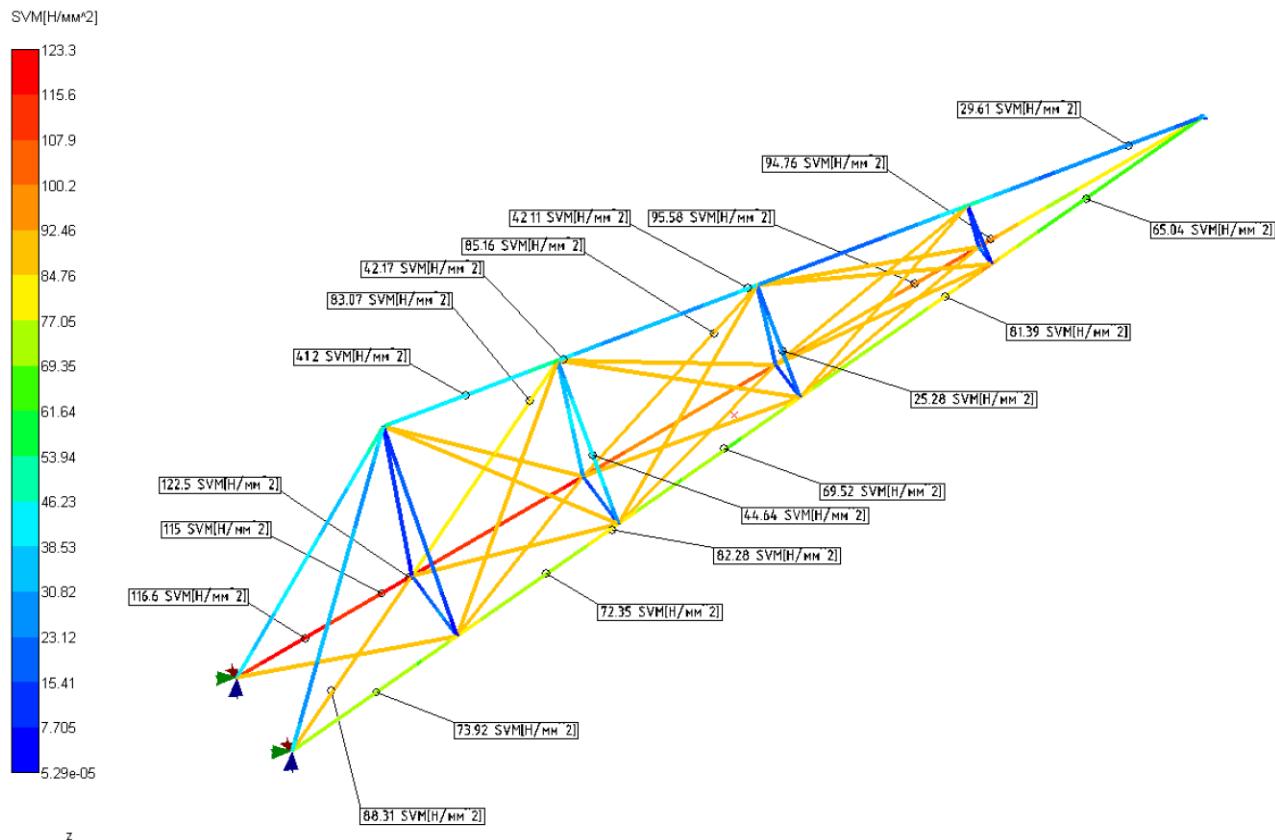


Рисунок 4.8 - Карта напряжений от усилий в канатах, собственного веса, ветровой и инерционной нагрузки (относительная деформация вант 0.0002)

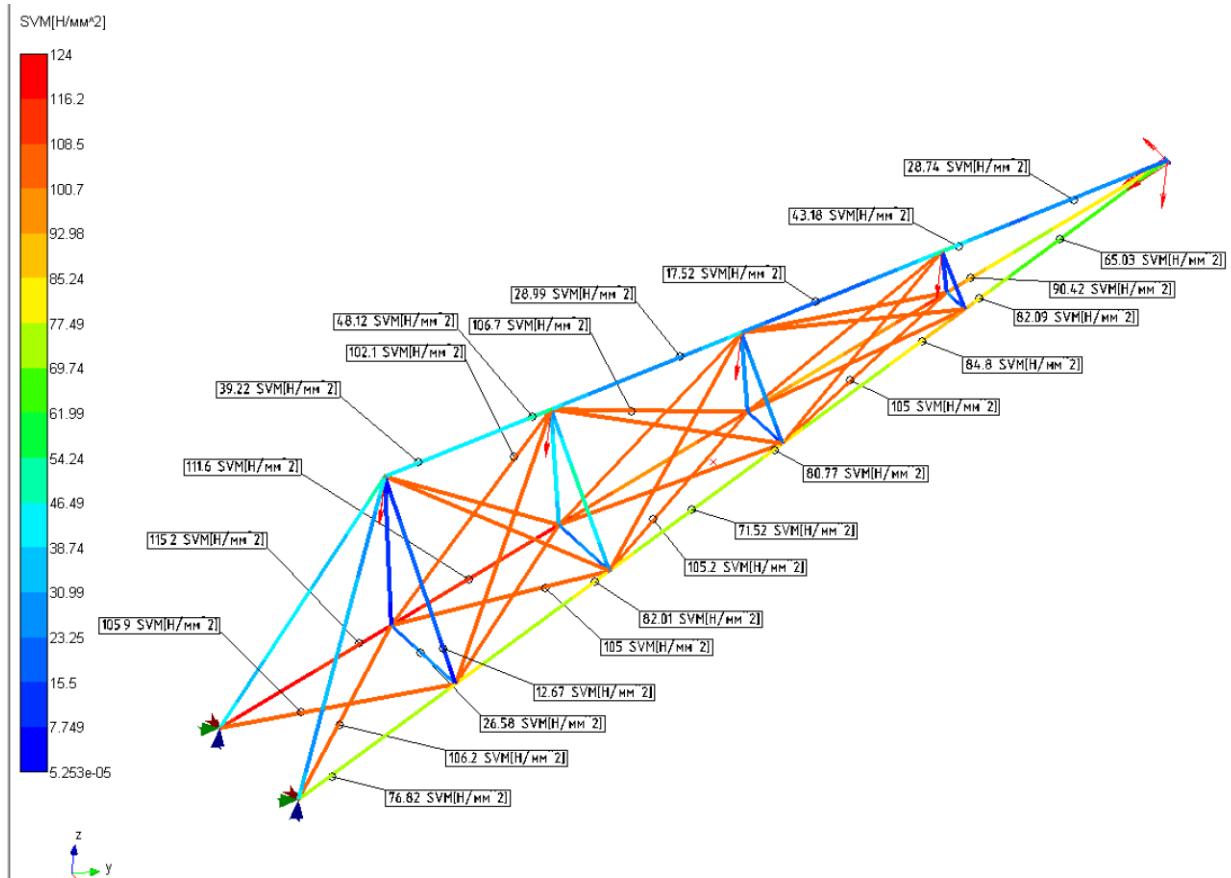


Рисунок 4.9 - Карта напряжений от усилий в канатах, собственного веса, ветровой и инерционной нагрузки (относительная деформация вант 0.00025)

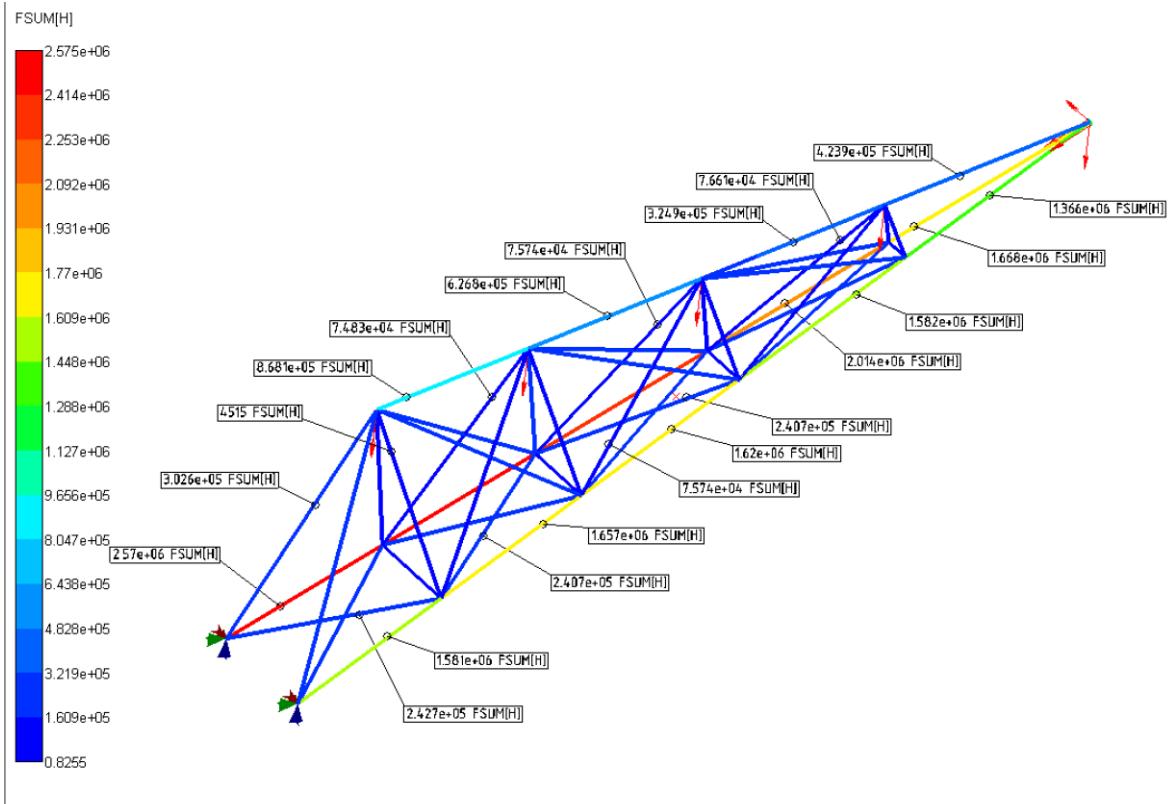


Рисунок 4.10 - Карта нагрузок в элементах от усилий в канатах, собственного веса, ветровой и инерционной нагрузки (относительная деформация вант 0.00025)

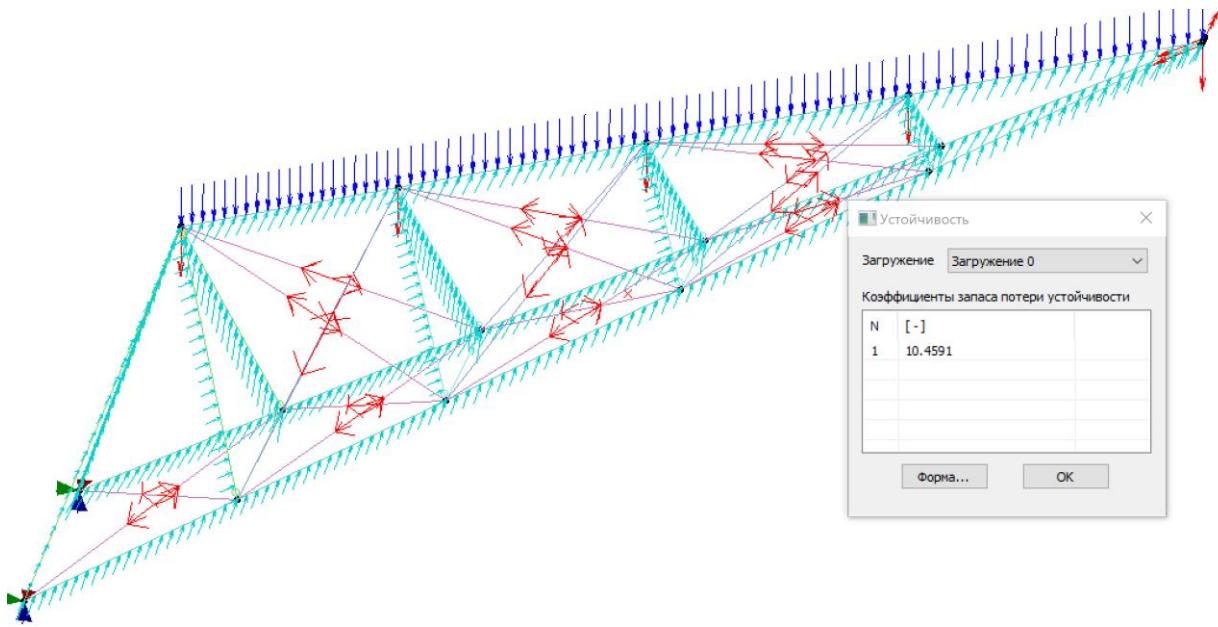


Рисунок 4.11 - Результат расчета устойчивости

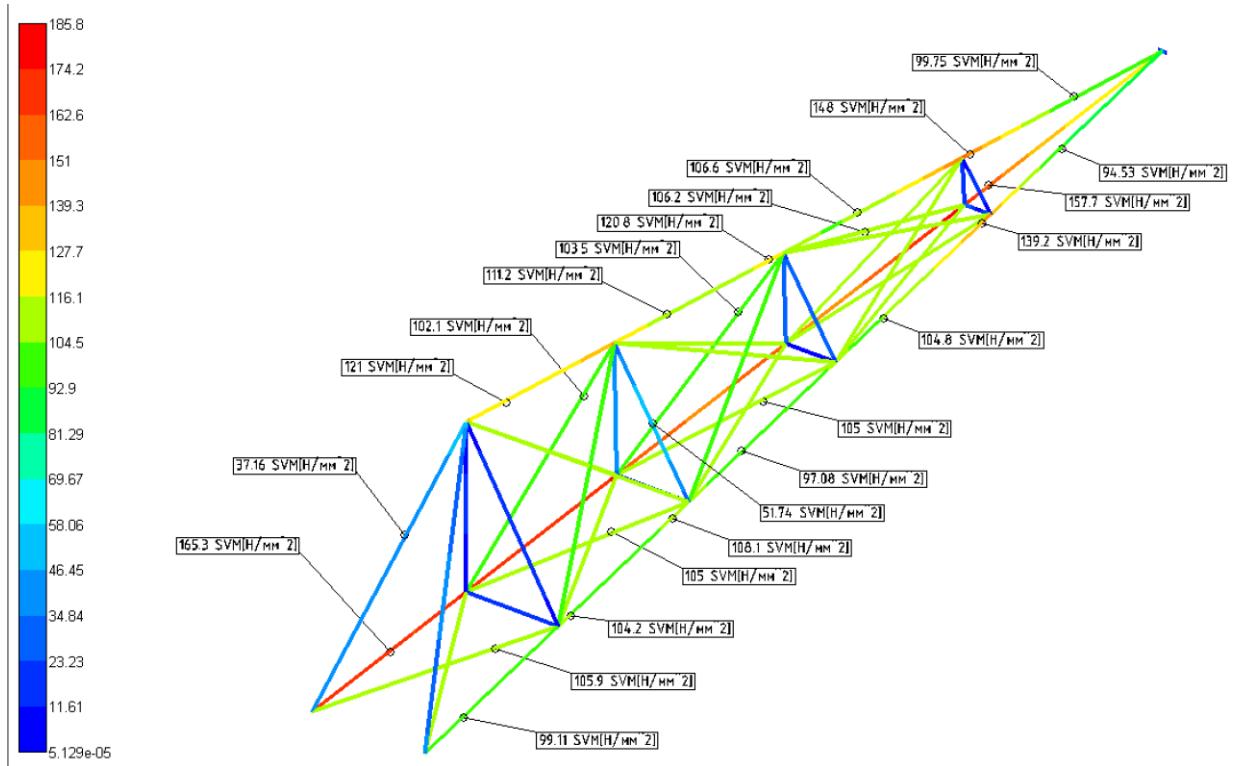


Рисунок 4.12 - Карта напряжений от усилий в канатах, собственного веса,

ветровой и инерционной нагрузки

(2-е расчетное положение ковша, относительная деформация вант 0.00025)

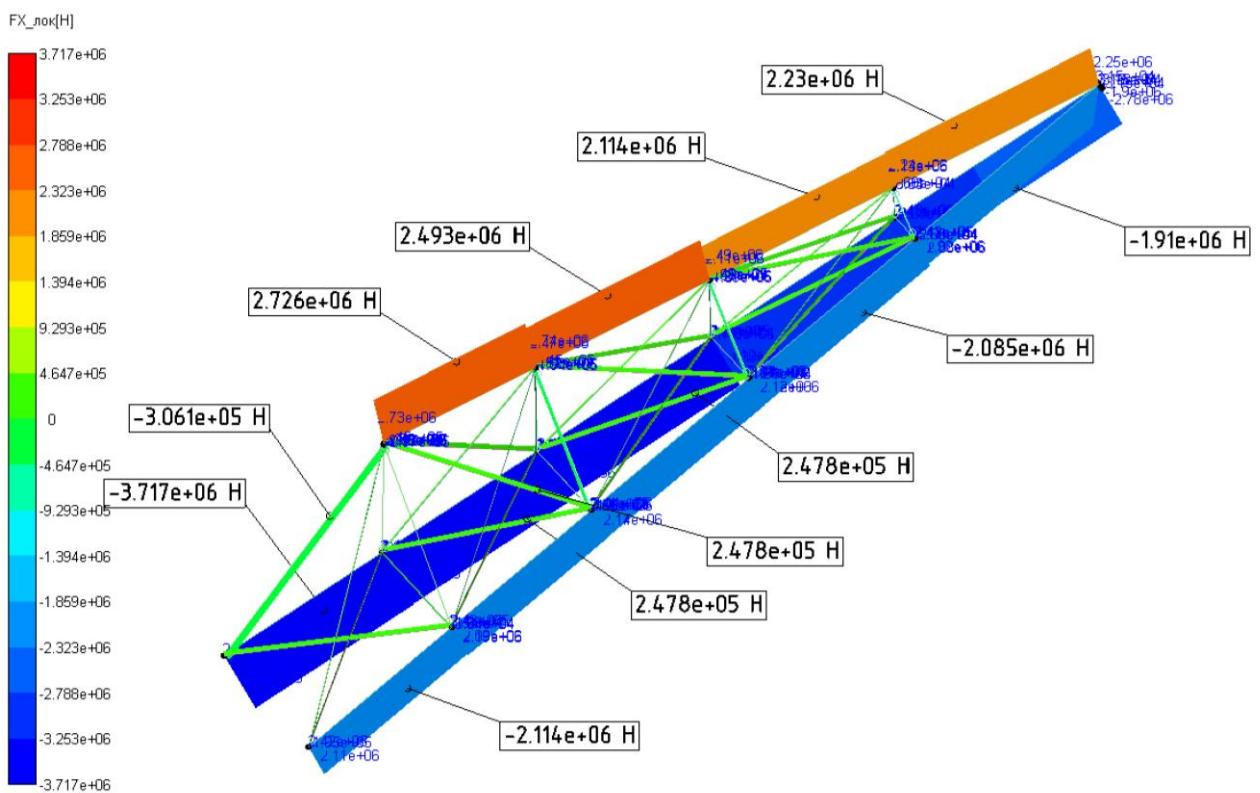


Рисунок 4.13 - Карта усилий в элементах от подъемных канатов, собственного веса, ветровой и инерционной нагрузки

(2-е расчетное положение ковша, относительная деформация вант 0.00025)

Выводы по п. 4.5.

1. Верхний пояс даже при максимальном приближении ковша к стреле работает на растяжение (рис. 4.10), это объясняется действием собственного веса стрелы, поэтому ванты предварительного сжатия могут быть исключены.

2. При исключении 4-х вант их конструкции верхнего пояса уменьшится масса стрелы на $\Delta m_c = 4 \cdot 17.148 \cdot 70 = 4800$ кг.

3. При исключении снизится объем ремонтных работ при обслуживании экскаватора – не нужно будет периодически выполнять подтяжку вант.

4. Пояса стрелы, особенно верхний, а также и раскосы, имеют большие запасы прочности, напряжение расчетное 148 МПа < 200 МПа, возможно снижение сечения поясов и раскосов.

4.6 Поиск рациональной конструктивной схемы стрелы

Таблица 4.4 – Параметры труб стрелы и вантовых раскосов рациональной конструкции

Наименование	Значение
Верхний пояс, труба	820x6
Нижний пояс, труба	820x9
Вертикальные стойки крайние к основанию стрелы (I-X), труба	426x7
Вертикальные стойки (I-IX), (II-VIII), труба	244,5x8
Вертикальные стойки (III-VII), (IV-VI), труба	244,5x8
Вантовые раскосы, канат 64,0-Г-1-Н-166 ГОСТ 7669-80	17,15 кг

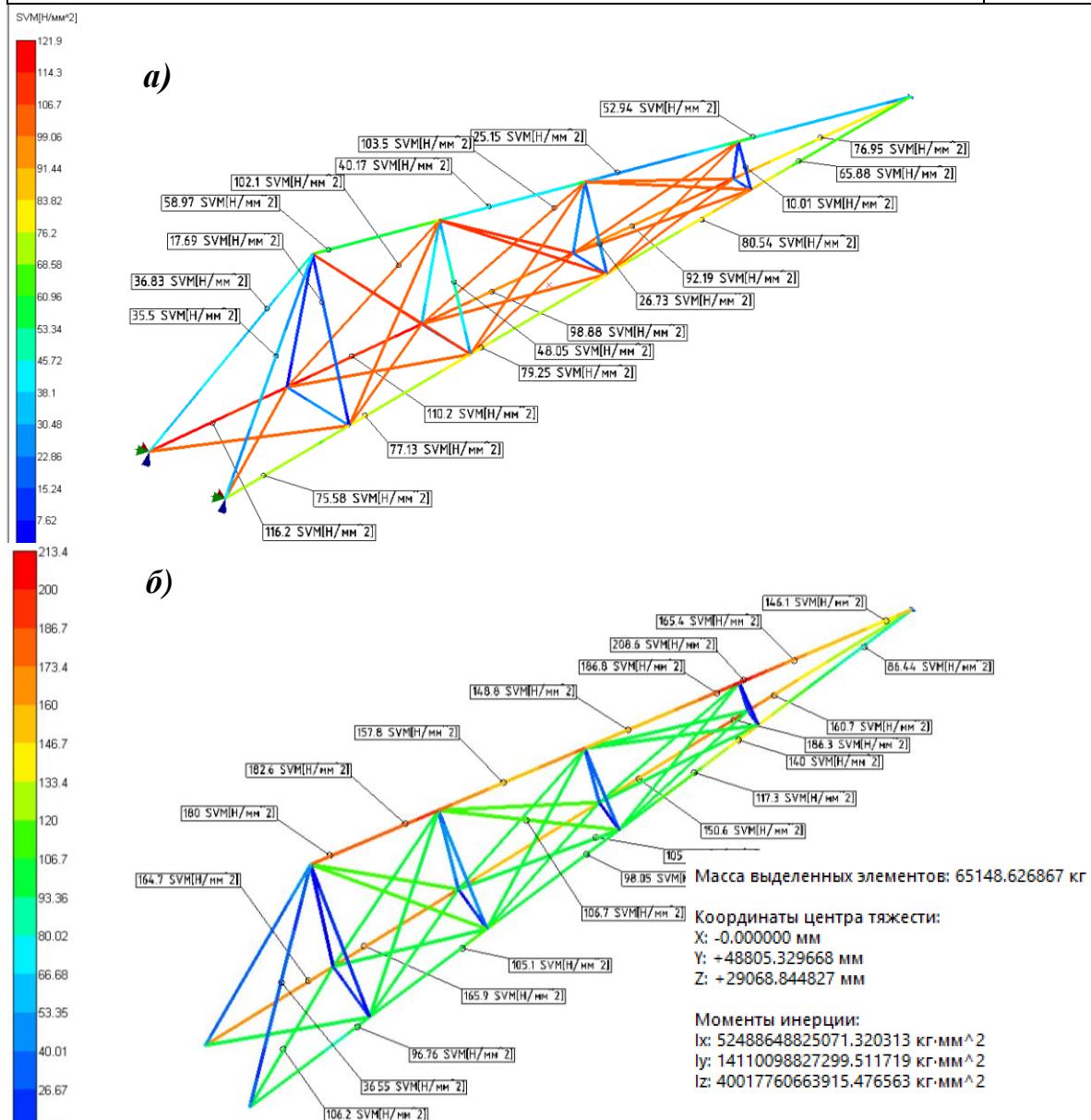


Рисунок 4.12 - Карта напряжений при действии собственного веса, стопорного усилия в подъемных канатах, ветровой нагрузки и нагрузки от поворотного движения
а – груженый ковш приближен к пяте стрелы, б – ковш в зоне выгрузки

4.7 Выводы по результатам исследований

- При применении для верхнего пояса труб 820x6 вместо труб 820x9 напряжение в элементах верхнего пояса не более 160 МПа, что ниже допустимого напряжения (200 МПа).
- При замене труб массы стрелы 65860 кг, произошло уменьшение по сравнению с базовой моделью на 7880 кг.

4.8 Повышение производительности за счет снижения массы стрелы

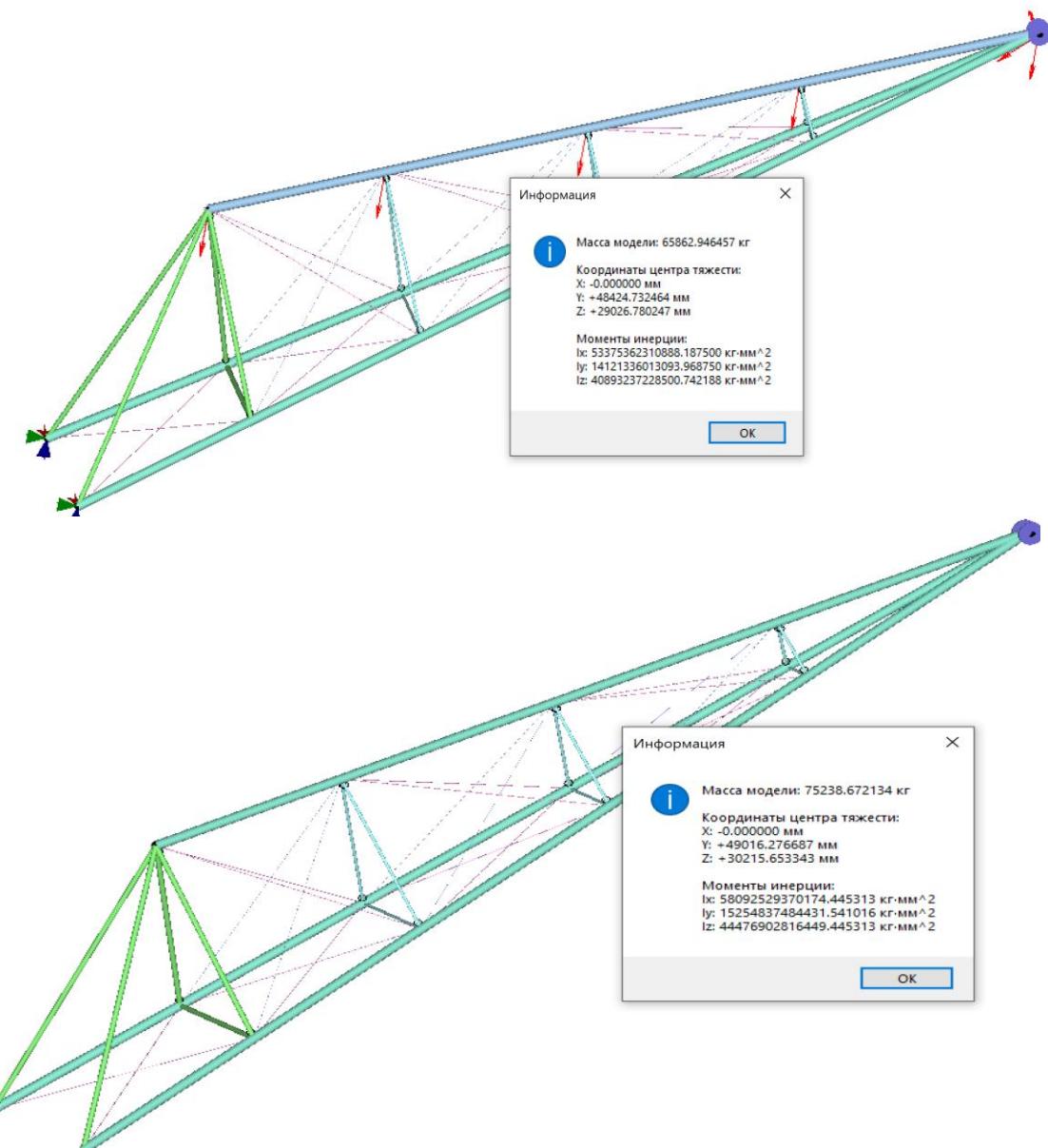


Рисунок 4.13 - Масса моделей базовой стрелы (а) и стрелы с оптимальными параметрами без верхних вант

Результатами исследований доказана возможность исключения вант верхнего пояса и уменьшение сечения труб некоторых элементов. Повышение производительности экскаватора может быть достигнуто двумя способами: за счет сокращения времени цикла и за счет увеличения вместимости ковша. Сокращение времени цикла будет достигнуто за счет уменьшения момента инерции поворотной части (снижение массы стрелы позволит уменьшить и массу противовеса), что при том же приводе порота, как у базовой модели, увеличится ускорение разгона и торможения, время цикла уменьшится.

При втором способе противовес остается неизменным, как у базовой модели, поэтому для сохранения неизменным и опрокидывающего момента можно увеличить массу ковша за счет увеличения его объема.

Расчет выполнен для второго способа увеличения производительности при сравнении вариантов базовой модели стрелы ЭШ-20.90 и рациональной с уменьшенными сечениями и исключением вант верхнего пояса.

Масса модели базовой $m_b=75238$ кг, координаты центра масс $x_b=49$ м, $z_b=30,2$ м, масса модели, модернизированной $m_h=65862$ кг, координаты центра масс $x_h=48,4$ м, $z_h=29$ м.

Опрокидывающий момент от силы тяжести стрелы базовой

$$M_b=g \cdot m_b \cdot x_b = 9,81 \cdot 75,238 \cdot 49 = 36166 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.1)$$

$$M_h=g \cdot m_h \cdot x_h = 9,81 \cdot 65,862 \cdot 48,4 = 31271 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.2)$$

Уменьшение опрокидывающего момента

$$\Delta M = M_b - M_h = 4895 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (4.3)$$

Сила тяжести груженого ковша базового $G_{kb}=647,5$ кН

Положение груженого ковша относительно пяты стрелы $x_k=76,3$ м

Возможное увеличение массы ковша

$$\Delta m_k = \Delta M / x_k = 4895 / 76,3 / 9,81 = 6,4 \text{ т} \quad (4.4)$$

Эта масса делится на увеличение массы порожнего ковша, которая примерно 0,4 массы груженого ковша. Исходя из этого возможное увеличение горной массы в ковше $0,6 \cdot 6,4 = 3,84$ т

При плотности породы 2 т/м³ объем ковша может быть увеличен на 1,92 м³ или относительное увеличение объема

$$\Delta m_{\text{к.отн}} = (20+1,92)/20 = 1.09 \quad (4.5)$$

При неизменном времени цикла за счет увеличения вместимости ковша производительность экскаватора может быть увеличена соответственно также на примерно на 9 %.

Таким образом, применения труб 820х6 для верхнего пояса стрелы и исключения вантовых раскосов в рациональной конструкции обеспечит уменьшение массы на 7880 кг и увеличение производительности на 9 %, условие прочности обеспечивается, напряжение в элементах верхнего пояса не более 160 МПа, что ниже допустимого напряжения (200 МПа).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является научно-квалификационной работой, в которой на основании теоретических исследований изложены новые научно обоснованные технические решения актуальной научно-практической задачи повышения эффективности работы экскаваторов-драглайнов за счет совершенствования рабочего оборудования, имеющие существенное значение для горнодобывающей отрасли России.

В диссертации решена актуальная научно-практическая задача повышения эффективности работы экскаваторов-драглайнов за счет применения ковша с рациональными параметрами подвески ковша, движения на разгрузку по рациональной траектории, снижения массы и повышения надежности стрел на основе исследования их напряженно-деформированного состояния.

Основные выводы, научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Установлена зависимость потерь горной массы при транспортировании ковша экскаватора-драглайна от параметров подвески (упряжи) ковша и траектории движения ковша в зону разгрузки;

2. Определены рациональные параметры стрелы экскаватора-драглайна по критерию массы и ограничению обеспечения прочности.

3. Составлена методика расчета усилий в подъемных канатах и тяговых канатах, углов их наклона с учетом провисания, разработаны алгоритм и программа для ЭВМ.

4. Разработана методика определения рациональных параметров упряжи ковша по критерию уменьшения просыпания породы обратно в забой при транспортировании ковша в отвал, включающая математические модели кинематического и силового анализа, реализованные по составленному алгоритму в виде компьютерной программы.

5. Результатами исследований доказано влияние на объем горной массы в ковше, доставляемой к месту выгрузки, параметров забоя, характеристики транспортируемой горной массы, размеров подъемных и тяговых цепей разгрузочного каната, положения осей крепления подъемных и тяговых цепей, разгрузочного каната к ковшу, положения ковша при отрыве после копания из забоя и в зоне начала разгрузки.

6. Получено Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2025692750 от 24.11.2025. Определение параметров подвески ковша экскаватора-драглайна: заявка № 2025691637 от 11.11.2025 / Брозовский С.Ю., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С.; заявитель Федеральное

государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет».

7. Разработана методика определения рационального конструктивного исполнения и параметров стрелы по критерию массы и ограничениям по прочности и устойчивости на основе применения программных продуктов по исследованию напряженно-деформированного состояния конструкций.

8. Результатами исследований для базовой модели экскаватора ЭШ-20.90 доказано, что верхний пояс трехгранной стрелы драглайна работает только на растяжение, знакопеременных усилий не выявлено, поэтому не требуется устанавливать для верхнего пояса ванты с предварительным натяжением, конструкция стрелы упростится, снизятся также затраты на обслуживание.

9. Расчетами доказана, наряду с исключением вант предварительного сжатия верхнего пояса, возможность уменьшения толщины труб верхнего пояса с 9 до 6 мм и за счет этого снижения массы стрелы на 7,88 т при сохранении требуемой прочности.

10. За счет снижения массы стрелы можно увеличить объем ковша по условию сохранения опрокидывающего момента поворотной части экскаватора относительно роликового круга, расчетное увеличение производительности на 9 % по сравнению с базовой моделью.

11. Получен Акт внедрения диссертационной работы С.Ю. Брозовского от 02.10.2025, в соответствии с которым ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов диссертационной работы 1 500 000 руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Книги

1. Агапов В.П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. М.: Изд-во АСВ, 2000. 152 с.
2. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. М.: Высшая школа, 1985. 520 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 552 с.
4. Ануьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3т. Т.1. 8-е изд., перераб. и доп. под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.
5. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов: пер. с англ. М.: Стройиздат, 1982. 448 с.
6. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1965. 856 с.
7. Бубновский Б.И., Ефимов В.Н., Морозов В.И. Ремонт шагающих экскаваторов: справочник. М.: Недра, 1991. 347 с.
8. Вильке В.Г. Теоретическая механика. М.: МГУ, 2003. 304 с.
9. Винокурский Х.А. Стальные конструкции в тяжелом машиностроении. М. - Свердловск: Машгиз, 1960. 352 с.
10. Власова Е.А., Зарубин В.С., Кувыркин Г.Н. Приближенные методы математической физики. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. 704 с.
11. Волков Д.П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах. М.: Машгиз, 1958. 384 с.
12. Горное оборудование Уралмашзавода/ под ред. Г.Х. Бойко. Екатеринбург: Уральский рабочий, 2003. – 240 с.
13. Домбровский Н.Г. Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения. М.: Машиностроение, 1969. – 319 с.

14. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде APM Structure3D. М.: Издательство АПМ, 2010. – 367 с.
15. Кудрявцев И.В., Наумченков Н.Е. Усталость сварных конструкций. М.: Машиностроение, 1976. – 270 с.
16. Курмаз Л.В., Скобеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.
17. Лагунова Ю.А. Экскаваторы-драглайны. Учебно-методическое пособие. Екатеринбург: УГГГА, 2004. – 107 с.
18. Лаутеншлейгер А.А., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Учебное пособие. Екатеринбург: УГИ, 1993. – 140 с.
19. Лукашук О.А., Комиссаров А.П., Летнев К.Ю. Машины для разработки грунтов. Проектирование и расчет: Учебное пособие. Екатеринбург: УРФУ, 2018. – 128 с.
20. Марочник сталей и сплавов / Под ред. В.Г. Сорокина. М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
21. Металлические конструкции / Под ред. Ю.И. Кудишина. М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 688 с.
22. Москалев Н.С. Пронозин Я.А. Металлические конструкции. М.: Изд-во АСВ, 2008. – 344 с.
23. Панкратов С.А. Конструкция и основы расчета главных узлов экскаваторов и кранов. М.: Машгиз, 1962. – 540 с.
24. Панкратов С.А., Ряхин В.А. Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение. 1967. – 276 с.
25. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для ВУЗов. – 6-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2007. – 680 с.
26. Полянский Е.С., Михайлов Л.К. Проектирование оптимальных металлоконструкций грузоподъемных и землеройных машин. Томск.: Изд-во

ТПИ им. С.М. Кирова, 1990. – 112 с.

27. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник в 3 т. Т.1 / под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 831с.
28. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М.: Машгиз, 1963. – 303 с.
29. Рутковская И.И. Жесткие трехгранные стрелы драглайнов. Свердловск: Изд-во СГИ, 1988. – 30 с.
30. Сайтов В.И., Савинова Н.В., Шестаков В.С. Проектирование металлоконструкций горных машин. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2007. – 212 с.
31. Тарабасов Н.Д., Учаев П.Н. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
32. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.: Изд-во АПМ, 2004. 472 с.
33. Шестаков В.С. Компьютерное решение задач расчета параметров горных машин. Учебное пособие. Екатеринбург.: Изд-во УГГА, 2004. – 224 с.

Диссертации

34. Бережной Ю.И. Исследование взаимодействия шагающего механизма землеройных машин с грунтом: дисс. ... канд. техн. наук.- Днепропетровск, 1966. 191 с.
35. Волков Д.П. Исследование динамических явлений при повороте экскаваторов - кранов: дисс. ... канд. техн. наук. -М., 1951. 194 с.
36. Герасимова Т.А. Исследование и совершенствование методов проектных расчетов несущих конструкций экскаваторов: дисс. ... канд. техн. наук.- Красноярск, 2005. 143 с.
37. Головнева Т.П. Обоснование параметров трехгранных стрел экскаваторов-драглайнов на основе исследования напряженно-деформированного состояния металлоконструкций: дисс....канд. техн. наук.

– Екатеринбург, 2005. – 135 с.

38. Гриднев В.А. Исследование и обоснование рациональных и технологических схем и параметров мощных драглайнов для разработки угольных месторождений восточных районов страны: дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1982. 150 с.
39. Гришин Д.К. Обоснование применения и разработка высокоэффективных средств снижения колебаний металлоконструкций машин для земляных работ: дисс. ... докт. техн. наук. – М., 1997. – 359 с.
40. Дёмин А.А. Научные основы рабочего процесса экскаватора драглайна: дисс. ... докт. техн. наук.- М., 1990. 390 с.
41. Доронин С.В. Расчеты на прочность и прогнозирование надежности элементов металлоконструкций карьерных экскаваторов: дисс. ... канд. техн. наук.- Красноярск, 1993. – 163 с.
42. Зуев Ю.И. Экспериментальное и аналитическое исследование сопротивления взорванных скальных пород копанию при работе мощных драглайнов: дисс. ... канд. техн. наук. - М., 1970. – 178 с.
43. Зуев Ю.И. Экспериментальное и аналитическое исследование сопротивления взорванных скальных пород копанию при работе мощных драглайнов: дисс. ... канд. техн. наук. - М., 1970. – 178 с.
44. Круль К. Оценка работоспособности металлоконструкций строительных машин с дефектами: дисс. ... докт. техн. наук. - М., 1999. – 272 с.
45. Легоминов В.В. Оптимизация предварительно напряженных металлоконструкций стрел одноковшовых экскаваторов (на примере стрел драглайнов): дисс. ... канд. техн. наук. - М., 1987. – 184 с.
46. Менчугин А. В. Обеспечение безаварийной эксплуатации несущих элементов металлоконструкции экскаваторов-драглайнов на основе диагностики их технического состояния: дисс... канд. техн. наук. – Кемерово, 2010. – 152 с.
47. Михайлов Л.К. Исследование напряженного состояния стреловых

конструкций драглайнов с целью оптимизации их параметров: дисс. ... канд. техн. наук. - М., 1978. – 159 с.

48. Москвичев В.В. Методы и критерии механики разрушения при определении живучести и надежности металлоконструкций карьерных экскаваторов: дисс. ... докт. техн. наук. – Челябинск, 1993. – 210 с.

49. Насонов М.Ю. Оценка долговечности несущих металлоконструкций одноковшовых экскаваторов при разработке взорванных горных пород: дисс. ... д-р техн наук. – Кемерово, 2009. – 324 с.

50. Перелыгин В.В. Обоснование конструктивно-компоновочной схемы и параметров устройства прицельной погрузки для создания универсальных выемочно-погрузочных машин на базе драглайнов: дисс. ... канд. техн. наук.- М., 2001. – 176 с.

51. Полянский Е.С. Исследование нагрузок в подъемных канатах и стрелах драглайнов: дисс. ... канд. техн. наук. - М., 1969. – 227 с.

52. Проноза В.Г. Интенсификация процесса горизонтального перемещения породы в отвал многократной перевалкой драглайнами: дисс. ... канд. техн. наук. - Л., 1991. 172 с.

53. Путятин А.Н. Оценка долговечности металлоконструкций шагающих экскаваторов при разработке взорванных пород на разрезах Кузбасса: дисс. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2006. – 150 с.

54. Раскин В.Л. Анализ конструкций мощных шагающих экскаваторов и разработка методики определения их основных линейных параметров: дисс. ... канд. техн. наук. – Свердловск, 1972. – 151 с

55. Садовников Е.М. Повышение технического уровня карьерных экскаваторов путем обоснования и выбора конструктивных, наладочных параметров и управляющих воздействий: дисс. ... канд. техн. наук.- Екатеринбург, 1993. – 149 с.

56. Торицын Л.О. Нагруженность и оптимизация гибких элементов стреловых конструкций экскаваторов и кранов: дисс. ... канд. техн. наук.- М., 1993. 147 с.

Автореферат

57. Балаховский М.С. Исследование и выбор рациональных параметров стрел драглайнов большой мощности: автореф. дисс. ... канд. техн. наук.- М., 1963. 19 с.

Статьи

58. Брозовский С.Ю. Исследования напряженно-деформированного состояния стрелы драглайна / С.Ю. Брозовский, В.С. Шестаков, А.П. Комиссаров // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта : Сборник статей VI Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 95-летнему юбилею кафедры подъемно-транспортных машин и роботов, Екатеринбург, 13 декабря 2024 года. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2025. – С. 152-156. – EDN JRHCLD.

59. Брозовский С.Ю., Франц Т.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Анализ нагруженности стрелы экскаватора драглайна // Горное оборудование и электромеханика. № 1, 2024. С. 11-17. (doi: 10.26730/1816-4528-2024-1-11-17).

60. Брозовский С.Ю., Шестаков В.С. Расчет усилий в канатах драглайна при входе ковша в зону растяжки. // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. Екатеринбург, 2023. С. 237-240.

61. Брозовский С.Ю., Шестаков В.С. Влияние подвески на положение ковша драглайна // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Сборник трудов XXIII Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой. Екатеринбург, 2025. С. 292-295.

62. Брозовский С.Ю., Шестаков В.С. Обоснование рациональных параметров упряжи ковша экскаватора-драглайна // Горное оборудование и электромеханика. № 6 (170), 2025. С. 5-12. (doi: 10.26730/1816-4528-2023-6-5-12).
63. Брозовский С.Ю., Шестаков В.С., Адамков А.В., Буялич К.Г. Разработка методики определения параметров подвески ковша экскаватора драглайна // Горное оборудование и электромеханика. № 6, 2024. С. 26-32. (doi: 10.26730/1816-4528-2024-6-26-32).
64. Головнева Т.П. Особенности оптимизации стрел драглайнов. Международная научно-практическая конференция молодых ученых и студентов: сб. докладов – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2009. – С. 193-195.
65. Головнева Т.П. К разработке модели нагружения стрел драглайнов: сб. трудов VIII международной научно-технической конференции «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В.Р. Кубачека». – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2010. – С. 288-292.
66. Головнева Т.П. Эксплуатация экскаваторов-драглайнов в условиях ОАО “Ураласбест” // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 9. – С. 7-9.
67. Головнева Т.П. К вопросу оптимизации металлоконструкций стрел экскаваторов-драглайнов // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 6. – С. 51-54.
68. Головнева Т.П. Определение максимального усилия в канатах экскаватора-драглайна: сб. трудов IX международной научно-технической конференции «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В.Р. Кубачека». – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2011. – С. 423-428.
69. Головнева Т.П. Анализ напряженного состояния стрелы драглайна. Международная научно-практическая конференция «Уральская горная школа - регионам»: сб. докладов. – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2011. – С. 407-411.
70. Головнева Т.П., Шестаков В.С. Расчет нагрузок на стрелу

драглайна при транспортировании ковша // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 4. – С. 50-55.

71. Головнева Т.П., Шестаков В.С. Оптимизация структурного исполнения и параметров стрел драглайнов: сб. докладов VII международной конференции «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Чтения памяти В.Р. Кубачека». – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2009. – С. 28-30.

72. Головнева Т.П., Шестаков В.С. Расчет усилий в канатах экскаватора-драглайна. // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 9. – С. 34-41.

73. Груздев А.В., Сандригайло И.Н. Шагающие драглайны // Горная Промышленность. - 2008. - № 5. – С. 15-18.

74. Дюков А.И., Казенова Н.В., Наумкина Л.Г. Влияние колебаний ковша на бифилярном подвесе на динамику стреловой конструкции при повороте экскаватора – драглайна // Известия вузов. Горный журнал, 1972. - № 4. – С. 146–148.

75. Иванов А.В., Казак С.А. Приведение массы ковша экскаватора - драглайна при определении наибольших динамических нагрузок в механизмах подъема // Известия вузов: Горный журнал, 1976. - № 4. – С. 92–94.

76. Иванов А.В., Казак С.А., Раскин В.Л., Чистяков В.А. Частотный анализ механизмов подъема и тяги мощных экскаваторов – драглайнов // Известия вузов: Горный журнал, 1977. - № 5. – С. 105–109.

77. Иванов А.В., Казак С.А. Определение динамических нагрузок при отрыве ковша экскаватора – драглайна с учетом предварительного натяжения подъемных канатов // Известия вузов: Горный журнал, 1978. - № 2. – С. 107–109.

78. Ломакин М.С. Динамические процессы в рабочем оборудовании мощного драглайна при повороте // Известия вузов. Горный журнал. 1966. № 9. - С. 117–122.

79. Ломакин М.С. Снижение динамических нагрузок рабочего

оборудования драглайна ЭШ 65.100 // Известия вузов. Горный журнал, 1985. № 1. - С. 93–98.

80. Мамкин В.М., Ольховиков Б.В., Ткаченко В.Я. Исследование горизонтальных колебаний ковша драглайна // Известия вузов. Горный журнал. 1978. № 5. – С. 89-93.

81. Михайлов Л.К., Осипов Б.Г., Полянский Е.С. Оптимизация стрел драглайнов // Известия вузов. Горный журнал. 1975. № 12. – С. 81-85.

82. Певзнер Л.Д., Толпежников Л.И. Алгоритм управления операцией транспортирования ковша экскаватора – драглайна // Известия вузов. Горный журнал, 1981. № 11. - С. 121-123.

83. Певзнер Л.Д. К проблеме автоматизированного управления шагающим драглайном: программирование процесса экскавации // Горное оборудование и электромеханика, 2009, № 1. – С. 59-63.

84. Ткаченко В.Я. Определение максимальных статических нагрузок в канатах и стреле драглайна при транспортировке ковша // Известия вузов. Горный журнал. 1979. № 5. – С. 98-102.

85. Филатов В.И. Оценка эффективности использования мощного драглайна в заданных условиях эксплуатации // Известия вузов. Горный журнал, 1982. № 10. – С. 83-85.

86. Черный В.Ф. Динамические нагрузки при отрыве ковша драглайна от грунта // Известия вузов. Горный журнал, 1959. - № 12.

87. Шестаков В.С. Исследования влияния параметров подвески ковша экскаватора-драглайна / В.С. Шестаков, А.П. Комиссаров, С.Ю. Брозовский // Машиностроение и техносфера XXI века : Сборник трудов XXXII Международной научно-технической конференции, Севастополь, 15 сентября – 21 2025 года. – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2025. – С. 449-452. – EDN TJCEFM.

88. Шестаков В.С., Брозовский С.Ю., Давыдов П.В. Исследования нагруженности стрелы экскаватора-драглайна // Горный информационно-аналитический бюллетень. Научно-технический журнал. №1-1, 2024. С 167-178.

(doi: 10.25018/0236_1493_2024_011_0_167).

89. Шестаков В.С., Головнева Т.П. Расчет нагрузок на стрелу драглайна при транспортировании ковша // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 4. – С. 50-55.

Электронные ресурсы

90. Горная энциклопедия. 2008-2010. URL: <http://www.mining-enc.ru/d/draglajn/> (29.11.2010)

91. Перелыгин В.В. Эксказавры XX века II. Шагающие гиганты (Драглайн) // Макси Экскаватор. Ру. 2007. URL:

<http://maxi-exkavator.ru/articles/excavators/~id=27/> (03.02.2010).

92. Перелыгин В.В. Экскаватор шагающий. Перспективы развития [Электронный ресурс]: «Основные средства» №7.2009. URL: http://www.os1.ru/article/mining/2009_07_A_2010_08_05-15_04_23/ (03.02.2010).

93. Effect evaluation of the boom length and the bucket capacity of a dragline on its weight / A.A. Khoreshok, M.A. Tyulenev, S.O. Markov [et al.] // Advances in Raw Material Industries for Sustainable Development Goals, Saint-Petersburg, 27–29 ноября 2019 года. – Saint-Petersburg, 2021. – P. 413-421. – EDN SKHHBX.

Оценка влияния длины стрелы и вместимости ковша драглайна на его массу / А.А. Хорешок, М.А. Тюленев, С.О. Марков [и др.] // Развитие сырьевых отраслей в интересах устойчивого развития, Санкт-Петербург, 27–29 ноября 2019 года. – Санкт-Петербург, 2021. – С. 413–421. – EDN SKHHBX.

94. Osipov P. Structure Synthesis of the Rock Mass Measuring System in a Bucket of a Shovel Excavator and Dragline / P. Osipov, A. Karyakin // Proceedings - 2022 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing, ICIEAM 2022, Sochi, 16–20 мая 2022 года. – Sochi, 2022. – P. 907-912. – DOI 10.1109/ICIEAM54945.2022.9787127. – EDN DQVBKB.

Осипов П. Синтез структуры системы измерения горного массива в ковше одноковшового экскаватора и драглайна / П. Осипов, А. Каракин // Труды

- 2022 *Международная конференция по промышленной инженерии, применению и производству, ICIEAM 2022, Сочи, 16–20 мая 2022 года. – Сочи, 2022. – С. 907-912. – DOI 10.1109/ICIEAM54945.2022.9787127. – EDN DQVBKB.*

95. Das, M.K. Structure analysis of a dragline tooth and its wear prediction / M. K. Das, S. Sarkar, B. S. Choudhary // *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering.* – 2019. – Vol. 43, No. 4. – P. 526-534. – DOI 10.1139/tcsme-2017-0135. – EDN NBQBLs.

Дас, М.К. Анализ структуры зуба драглайна и прогнозирование его износа / М. К. Дас, С. Саркар, Б. С. Чоудхари // Труды Канадского общества машиностроения. – 2019. – Т. 43, № 4. – С. 526-534. – DOI 10.1139/tcsme-2017-0135. – EDN NBQBLs.

96. McInnes C.H., Meehan P.A. Optimising slew torque on a mining dragline via a four degree of freedom dynamic model. *5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007, 10-12 December 2007, Brisbane, Australia*

Макиннес С.Н., Михан Р.А. Оптимизация крутящего момента на горном экскаваторе-драглайне с помощью динамической модели с четырьмя степенями свободы. 5-й Австралийский конгресс по прикладной механике, ACAM 2007, 10-12 декабря 2007, Брисбен, Австралия

97. Meehan P.A., Austin K.J. Prediction of chaotic instabilities in a dragline bucket swing. *International Journal of Non-Linear Mechanics, 2006.*

Михан П.А., Остин К.Дж. Прогнозирование хаотических неустойчивостей при качании ковша экскаватора-драглайна. Международный журнал нелинейной механики, 2006.

98. McInnes C.H., Meehan P.A. A four degree of freedom dynamic dragline model for predicting duty and optimising bucket trajectory. In *CRC Mining Technology Conference. 2007. Perth, WA, Australia: The Australasian Institute of Mining and Metallurgy.*

Макиннес К.Х., Михан П.А. Динамическая модель экскаватора-драглайна с четырьмя степенями свободы для прогнозирования нагрузки и оптимизации траектории ковша. На конференции CRC Mining Technology Conference. 2007.

Перт, Вашингтон, Австралия: Австрализийский институт горного дела и металлургии.

99. Townson P., Murthy P., Guan Z., Gurgenci H. Optimisation of design load levels for dragline buckets. Australian Coal Association Research Program report no. C7003, 2001.

Таунсон П., Мурти П., Гуан З., Гургенчи Х. Оптимизация расчетных уровней нагрузки на ковши экскаваторов-драглайнов. Отчет по исследовательской программе Австралийской угольной ассоциации № C7003, 2001.

Патентные документы

100. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2025692750 от 24.11.2025. Определение параметров подвески ковша экскаватора-драглайна : заявка №2025691637 11.11.2025 / Брозовский С.Ю., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. / заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет».

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель
генерального директора
ПАО «Уралмашзавод»

А.П. Кожемяко
«02» октября 2025 г.

AKT

внедрения результатов диссертационной работы
асpirанта Брозовского Сергея Юрьевича
«Обоснование параметров рабочего оборудования
экскаватора-драглайна»

Результаты выполненной работы готовы к внедрению на ПАО «Уралмашзавод» в виде:

методики определения рациональных параметров подвески (упряжи) ковша по критерию снижения потерь горной массы при транспортировании, основанной на математической модели и поиске алгоритма допустимого решения;

методики определения рациональных параметров стрелы, основанной на исследовании ее напряженно-деформированного состояния, позволяющей снизить массу металлоконструкций и, как следствие, снизить массу и стоимость всего экскаватора, повысить производительность на 10 %.

Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов диссертационной работы 1500000 рублей.

Начальник отдела

Е.Б. Спицын

Заместитель главного конструктора
по горно-рудному и экскаваторному
оборудованию

В.О. Фурин

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2025692750

Определение параметров подвески ковша экскаватора-
драглайна

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Уральский государственный горный университет" (RU)*

Авторы: *Брозовский Сергей Юрьевич (RU), Лагунова Юлия Андреевна (RU), Шестаков Виктор Степанович (RU)*

Заявка № 2025691637

Дата поступления 11 ноября 2025 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 24 ноября 2025 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

документ подписан электронной подписью
Сертификат 00a570e4f7add8d531b4b8818e75f29506
Владелец Зубов Юрий Сергеевич
Действителен с 04.09.2025 по 28.11.2026

Ю.С. Зубов

