

**ФГБОУ ВО
«УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

На правах рукописи



БЕЗКОРОВАЙНЫЙ ПАВЕЛ ГЕННАДЬЕВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРЯМАЯ ЛОПАТА
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА**

Специальность 2.8.8 – «Геотехнология, горные машины»

**Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Научный руководитель –
кандидат технических наук, профессор
Шестаков Виктор Степанович**

**Екатеринбург
2024**

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ, МЕТОДИК РАСЧЕТА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	11
1.1. Тенденции развития добычи открытым способом	11
1.2. Рабочее оборудование карьерных гидравлических экскаваторов	19
1.3. Анализ методик расчета основных параметров расчета механизмов экскаватора.....	21
1.4. Постановка задач исследований	27
ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА	32
2.1. Исходные данные для построения математической модели	33
2.2. Математическая модель определения координат элементов рабочего оборудования	36
2.2.1. Координаты элементов стрелы	37
2.2.2. Координаты точек рукояти	39
2.2.3. Координаты точек ковша	40
2.2.4. Результаты расчета координат для базовой модели ЭГ-110	41
2.2.5. Проверка адекватности модели определения координат.....	42
2.3. Математическая модель определения усилий при копании	43
2.3.1. Особенности рабочего процесса гидравлического экскаватора и расчета усилий.....	43
2.3.2. Усилия на штоках гидроцилиндров	44
2.3.3. Реакции в шарнирах	46
2.3.4. Учет в математической модели ограничением по устойчивости экскаватора.....	47
2.3.5. Алгоритм определения границ рабочей зоны	48
2.3.6. Результаты расчета усилий для базовой модели ЭГ-110.....	50
Рисунок 2.5 – Вариант вывода результатов расчета рабочей зоны	53
2.3.7. Проверка адекватности математической модели расчета усилий	53
2.4. Математическая модель определения усилий при транспортировании ковша.....	55
2.5. Моделирование движения ковша по заданной траектории	66
2.5.1. Особенности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов	66
2.5.2. Математическая модель определения скоростей движения штоков	66
2.5.3. Исследования зависимости скорости штоков от траекторий движения ковша.....	71
2.6. Моделирование рабочего процесса копания крайним зубом.....	73
ГЛАВА 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ	76
3.1. Недостатки существующей схемы рабочего оборудования.....	76
3.2. Совершенствование схемы рабочего оборудования	76
3.3. Разработка математической модели определения кинематических параметров	78

3.4. Математическая модель определения усилий при копании.....	83
3.4.1. Особенности рабочего процесса гидравлического экскаватора и расчета усилий.....	83
3.4.2. Усилия в напорной балке и на штоках гидроцилиндров	84
3.4.3. Реакции в шарнирах	85
3.4.4. Алгоритм определения усилий на зубьях ковша.....	87
3.5. Проверка адекватности математической модели определения координат элементов рабочего оборудования.....	90
ГЛАВА 4. ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	92
4.1. Обоснование методики оптимизации параметров.....	92
4.2. Сведения по программным продуктам для исследования напряженно-деформированного состояния.....	93
4.3. Алгоритм поиска оптимальных параметров рабочего оборудования	97
4.4. Создание моделей конструкций элементов рабочего оборудования	97
4.4.1. Модель конструкции стрелы	98
4.4.2. Модель конструкции рукояти	101
4.5. Исследования напряженно-деформированного состояния стрелы и рукояти базовой схемы рабочего оборудования	103
4.5.1. Базовая конструкция рабочего оборудования	103
4.5.2. Изменение толщины листов рабочего оборудования экскаватора по схеме базовой модели	107
4.5.3. Расчет возможного увеличения производительности экскаватора при снижении толщины листов.....	110
4.6. Оптимизация параметров разработанной схемы рабочего оборудования.....	112
4.6.1. Расчет напряжений при размерах элементов базовой модели.....	112
4.6.2. Вариант с прямолинейными листами нижней поверхности стрелы.....	114
4.6.3. Поиск оптимального варианта по толщине листов стрелы и рукояти	115
4.6.4. Расчет возможного увеличения производительности экскаватора при применении предлагаемой схемы рабочего оборудования с напорной балкой ...	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	122
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	124
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	136
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	138
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.....	140

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Мировая практика развития горного оборудования для открытых горных работ доказала целесообразность дальнейшего увеличения выпуска карьерных гидравлических экскаваторов.

Гидравлические экскаваторы равной вместимости ковша по сравнению с канатными обладают рядом преимуществ: меньшей в 1,8...2,2 раза металлоемкостью, большими в 1,3...1,5 раза усилиями копания. В силу своих кинематических особенностей они обеспечивают возможность селективной добычи полезных ископаемых, зачистку подошвы уступа, уменьшение динамических воздействий при разгрузке горной массы в транспортные средства, в некоторых случаях позволяют повысить производительность труда на открытых горных работах.

Совместное применение гидравлических экскаваторов с рабочими оборудованьями «прямая» и «обратная лопата» позволяет повысить высоту уступа, что приведет к увеличению угла откоса борта карьера, и тем самым снизить объем вскрышных пород.

Таким образом, гидравлические экскаваторы позволяют решить задачи по снижению металлоемкости горных машин, повышению производительности труда. Учитывая большое количество работающих гидравлических экскаваторов и большой объем перерабатываемой ими горной массы все исследования, направленные на снижение металлоемкости, энергопотребления на совершение рабочих операций, на повышение их производительности являются весьма актуальными.

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. Веницкий, Д. П. Волков, П. А. Зыков, Л. И. Кантович, Г. Ю. Козин, А. П. Комиссаров, А. В. Королев, В. Р. Кубачек, Н. Н. Мельников, В. Г. Мерзляков, П.А. Побегайло, Р. Ю. Подэрни, М. Г. Рахутин, В. И. Русихин, А. В. Самолазов, Б. И. Сатовский, Л. С. Скобелев, Б. В. Слесарев, В. М. Штейнцвайг, Р. М. Штейнцвайг, а так же ряд зарубежных ученых: Булес П., Висбек З., Вэблер Д., Frimpong S., Hall A., Кельш Х. Р., Le Q. H., Liu J., Rath H., Stefanov Gose.

Анализ публикаций по открытым источникам показал, что фирмы-производители экскаваторов не публикуют методики расчета параметров рабочего оборудования. Методики приходится рассматривать по косвенным показателям. Имеются публикации по методикам определения рабочей зоны и линейных размеров рабочего оборудования экскаваторов Подэрни Р.Ю., Крикун В.Я., Манасян В.Г., Мельников Н.Н., Неволин Д.Г., Скобелев Д.С., А.В. Раннев. В указанных методиках определение рабочей зоны выполняется только по линейным размерам, без учета возможности выполнять копание с учетом реализуемых гидроцилиндрами усилий и устойчивости машины. Предлагается применять имитационную модель рабочего процесса для определения усилий на зубьях коша.

Объект исследования - гидравлические экскаваторы с рабочим оборудованием прямая лопата.

Предмет исследования - методики кинематического и силового анализа рабочего процесса, поиск рациональных параметров.

Основная идея работы – разработка нового варианта конструктивной схемы рабочего оборудования, в котором исключены гидроцилиндры поворота стрелы с заменой их на напорный механизм, и придания параметрам стрелы и рукояти рациональных значений, исключая «излишние запасы прочности».

Цель работы – обоснование рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора за счет совершенствования конструкции.

Задачи работы:

- Совершенствование конструкции рабочего оборудования типа «прямая лопата» гидравлического экскаватора;
- Создание методики определения рациональных параметров рабочего оборудования, основанной на математической модели кинематического и силового анализа;
- Исследование влияния конструктивных параметров рабочего оборудования на напряженно-деформированное состояние его элементов (рукояти и стрелы).

Научная новизна полученных результатов заключается:

- в разработке математической модели определения возможных усилий копания с учетом ограничений по максимальным усилиям на штоках гидроцилиндров и устойчивости экскаватора;
- в разработке математической модели определения границ рабочей зоны;
- в обосновании рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора.

Теоретическая значимость работы состоит:

- в разработке новой методики определения возможных усилий копания с учетом ограничений по максимальным усилиям на штоках гидроцилиндров и устойчивости экскаватора;
- в разработке нового подхода к определению рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора, основанного на использовании расчетных модулей анализа напряженно-деформированного состояния.

Практическая значимость работы состоит:

- в разработке нового конструктивного решения рабочего оборудования гидравлического экскаватора с напорной балкой;
- в разработке имитационной модели функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора, которая позволяет определять усилия копания в границах рабочей зоны;
- в разработке методики определения рациональных параметров рабочего оборудования, которая позволит снизить массу металлоконструкций рабочего оборудования и, как следствие, снизить массу и стоимость всего экскаватора, повысить производительность.

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. Максимальное усилие на зубьях ковша гидравлического экскаватора определяется с учетом всех предельных усилий на штоках гидроцилиндров рабочего оборудования и устойчивости экскаватора.
2. Конструкция рабочего оборудования гидравлического экскаватора при исключении гидроцилиндров поворота стрелы и использовании механизма с напорной балкой обеспечивает снижение массы стрелы и рукояти, за счет чего возможно увеличение вместимости ковша и, как следствие повышение производительности экскаватора.
3. Исследования напряженно-деформированного состояния элементов рабочего оборудования позволяют выявить закономерности определения рациональных параметров.

Степень достоверности подтверждается: подтверждается корректным использованием методов математического моделирования, проверкой

математических моделей на компьютерном программном обеспечении, расхождение между которыми не превышает 10%.

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, 2020-2024), международном симпозиуме «Неделя горняка» (г. Москва, 2023), международной научно-практической конференции «Сагиновские чтения. Интеграция образования, науки и производства» (г. Караганда, 2023-2024).

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 рабочего оборудования гидравлического экскаватора; в разработке рекомендаций по определению степени совершенства конструктивных схем механизмов рабочего оборудования за счет оценки режимов работы гидравлического экскаватора; в разработке методики поиска рациональных параметров рабочего оборудования с использованием моделирования напряженно-деформированного состояния основных механизмов рабочего оборудования гидравлического экскаватора.

Реализация результатов работы:

– разработана методика кинематического и силового анализа гидравлического экскаватора (за прототип выбран экскаватор ЭГ-110);

– разработана математическая модель программа на алгоритмическом языке, позволяющие определять возможные усилия копания по максимальным усилиям на штоках гидроцилиндров и с учетом устойчивости экскаватора, а также определять рабочую зону экскаватора;

– разработана конструктивная схема рабочего оборудования экскаватора, выполненного с напорной балкой, установленной посредством седлового подшипника на двуногой стойке и шарнирно соединенной с верхней частью стрелы;

– получен патент на изобретение рабочего оборудования экскаватора, выполненного с напорной балкой, установленной посредством седлового подшипника на двуногой стойке и шарнирно соединенной с верхней частью стрелы, решающее задачи снижения массы стрелы и уменьшения продолжительности рабочего цикла гидравлического экскаватора (представлен Патент № 2772037 С1 Российская Федерация, МПК E02F 3/30. Рабочее оборудование экскаватора: № 2021122144 от 16.05.2022);

– полученные результаты работы обсуждены и рекомендованы научно-техническим советом к внедрению и использованию при проведении научно-исследовательских и опытно-промышленных работ ТОО «KazTechPro» (представлен «Акт внедрения», от 26.12.2023);

– результаты диссертационного исследования обсуждены и рассмотрены техническим советом предприятия КФ ТОО «HANZA-FLEX Гидравлик Алматы», получено положительное заключение о возможности их внедрения в производственный процесс технического обслуживания и ремонта технологического оборудования (представлен «Акт об апробации результатов, полученных в ходе выполнения диссертации» от 08.01.24);

– полученные результаты диссертационной работы приняты к внедрению в учебный процесс НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова» для использования в лекционных и практических занятиях базовых и профилирующих дисциплин образовательных программ бакалавриата и магистратуры (представлен «Акт внедрения результатов научно-исследовательской работы в учебный процесс» от 24.04.2024).

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 16 научных статей, в том числе 5 – в рецензируемых научных изданиях ВАК, 4 – в рецензируемых научных изданиях Scopus / Web of Science.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и четырех приложений. Материал диссертации изложен на 140 страницах машинописного текста, в том числе содержит 13 таблиц, 52 рисунка, библиографический список из 95 наименований.

ГЛАВА 1. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ, МЕТОДИК РАСЧЕТА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Тенденции развития добычи открытым способом

Открытый способ разработки месторождений полезных ископаемых преобладает как в мировой горной промышленности, так и в Российской Федерации, и в Казахстане в том числе.

В карьерах, угольных разрезах в Российской Федерации добывают более 70% всех твердых полезных ископаемых, практически 100% - строительных материалов, 70% - угля, 80-93% - руд черных и цветных металлов [1]. Объем экскавируемой горной массы в России достигает 5 млрд. м³ в год. Интенсификация открытого способа разработки месторождений полезных ископаемых предопределяет необходимость совершенствования существующих и создания новых образцов горного оборудования.

В Казахстане открытым способом добывается более 60% угля, 91% железных руд и более 70% руд цветных металлов. Высокий удельный вес открытого способа разработки в Казахстане свидетельствует о сохранении этого генерального направления развития горнодобывающих отраслей промышленности при переходе к рыночной экономике. Развитие открытого способа разработки характеризуется ростом концентрации производства, сопровождается увеличением глубины и пространственных размеров карьеров, расстояний транспортирования и сложности доставки горной массы на поверхность [2].

Мировая практика развития горного оборудования для открытых горных работ доказана целесообразность дальнейшего увеличения выпуска карьерных гидравлических экскаваторов [10].

При разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом доля применения автомобильного транспорта непрерывно увеличивается [3]. В

карьерах США, Канады, Южной Америки с помощью автосамосвалов перевозится более 85% горной массы, а в Австралии - практически 99%.

В России и странах СНГ доля автотранспорта на карьерах превышает 75% [4]. Для повышения эффективности автомобильного транспорта идут по пути увеличения объема кузова, что требует увеличения и вместимости ковшей экскаваторов для обеспечения заполнения кузова 5-6-ю ковшами. Комплекс добычного и транспортного оборудования (экскаватор - автосамосвал) развивается по определенной зависимости, развитие одного звена техники приводит к необходимости развития другого [5, 77].

Одним из основных технологических процессов при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом являются выемочно-погрузочные работы. При разработке горной массы наиболее распространенное оборудование, применяемое на карьерах - одноковшовые экскаваторы типа механическая лопата.

Экскаваторы типа механическая лопата применяются в горно-геологических условиях, когда малоэффективно оборудование непрерывного действия.

Мировая тенденция показывает, что на горнодобывающих предприятиях доля применения экскаваторов типа прямая механическая лопата с канатным и реечным управлением напора снижается в пользу более активно развивающихся мощных гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная и прямая лопата [81].

Экскаватор предназначен для разработки (экскавации) грунта, перемещения его для погрузки в транспортное средство или в отвал.

Прочные грунты (с пределом прочности на сжатие >50 МПа) предварительно необходимо разрыхлять.

Одноковшовые экскаваторы типа механическая лопата, применяемые при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом, имеют похожую конструкцию, гусеничный ход и разделяются на карьерные и вскрышные, а также по виду привода на электрический или дизельный.

Горнодобывающие предприятия стремятся к обеспечению максимальной экономической эффективности выемки полезного ископаемого при стремлении минимизировать затраты на человеческий труд. Для обеспечения безопасности сотрудников все чаще выдвигаются теории применения роботизированной, беспилотной техники. Особенно это актуально в сложных экологических, климатических и горнотехнических условиях [6, 7]. Открытые горные работы развиваются в направлении, связанном с применением более совершенной техники, имеющей значительные линейные размеры, что приводит к увеличению параметров горной системы разработки.

Рабочий цикл одноковшового экскаватора складывается из последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для воспроизведения нового цикла [8, 90].

Одноковшовые экскаваторы получили широкое распространение ввиду их универсальности, т. е. возможности применения на разнообразных работах и в любых условиях, в том числе для разработки скальных грунтов.

Одноковшовые экскаваторы классифицируются по виду рабочего оборудования:

- прямая лопата;
- обратная лопата;
- погрузочное оборудование;
- драглайн.

Одноковшовые экскаваторы могут иметь и сменное рабочее оборудование (грейфер, кран и т. д.).

Одноковшовые экскаваторы классифицируют по назначению. Существуют три основные группы:

- строительно-универсальные с ковшами емкостью до 3 м³, предназначенные для производства земляных работ;
- карьерные с ковшами емкостью от 2 до 40 м³, предназначенные для работы в карьерах на разработке рудных и угольных месторождений;

- вскрышные с ковшами емкостью 6 м³ и более с удлиненным рабочим оборудованием, предназначенные для разработки верхних слоев пород (вскрыши).

Одноковшовые экскаваторы различают по видам рабочего оборудования. Рабочее оборудование определяет тип экскаватора и его конструктивную схему. По исполнению рабочего органа данная техника делится на прямую и обратную механическую лопату [9, 66].

Прямая лопата с электромеханическим приводом (мехлопата). Рабочее оборудование состоит из следующих элементов — ковша, рукояти с седловым подшипником и стрелы. Свое название прямая лопата получила по виду установки ковша — ковш обращен режущей кромкой к забою (в отличие от обратной лопаты).

Различают следующие схемы прямых лопат: с прямым напором и жестким креплением ковша на рукояти; с прямым напором и шарнирным креплением ковша; с коленчато-рычажным напором.

Схема с прямым напором и жестким креплением ковша (рисунок 1.1, а) отличается простотой конструктивного исполнения [9, 90].

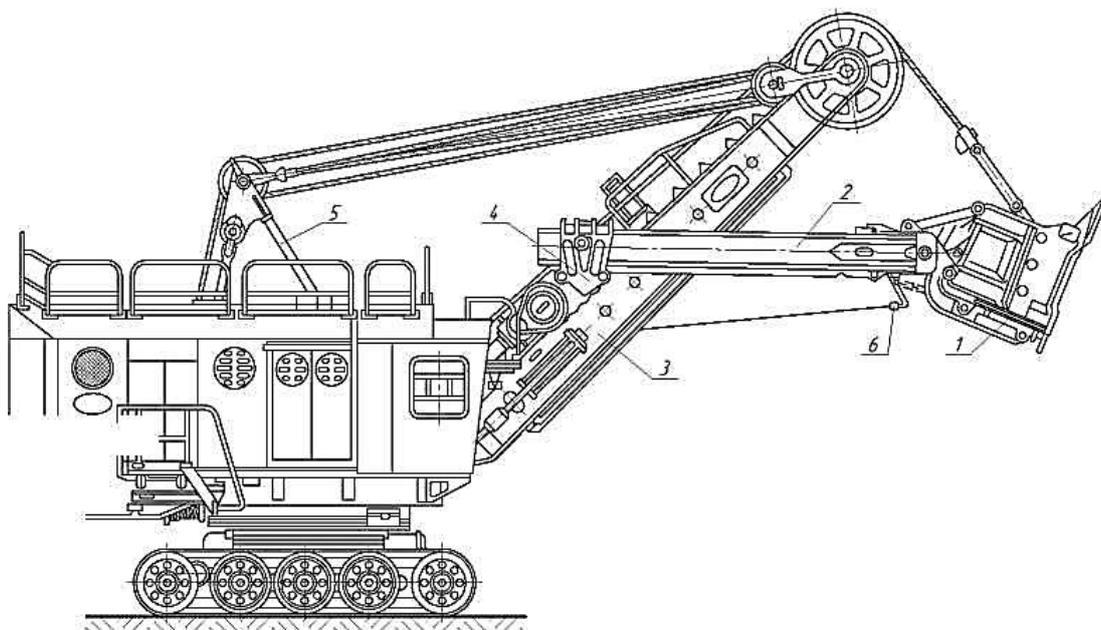


Рисунок 1.1 - Общий вид мехлопаты:

- 1 — ковш; 2 — рукоять; 3 — стрела; 4 — напорный механизм;
5 — двуногая стойка; 6 — механизм открывания днища [9]

Прямые лопаты способны работать в разнообразных условиях, в том числе в особо тяжелых (при большом выходе негабаритных кусков размером до 1,5 м и более) ввиду возможности реализации больших сил на зубьях ковша (до 25 % веса экскаватора) при верхнем черпании.

Обратная лопата. Рабочее оборудование типа «обратная лопата» применяют в основном на гидравлических экскаваторах (рисунок 1.2). Обратная лопата обеспечивает возможность черпания как выше, так и ниже уровня стояния экскаватора; характеризуется большими (по сравнению с прямой лопатой) размерами рабочей зоны [9].

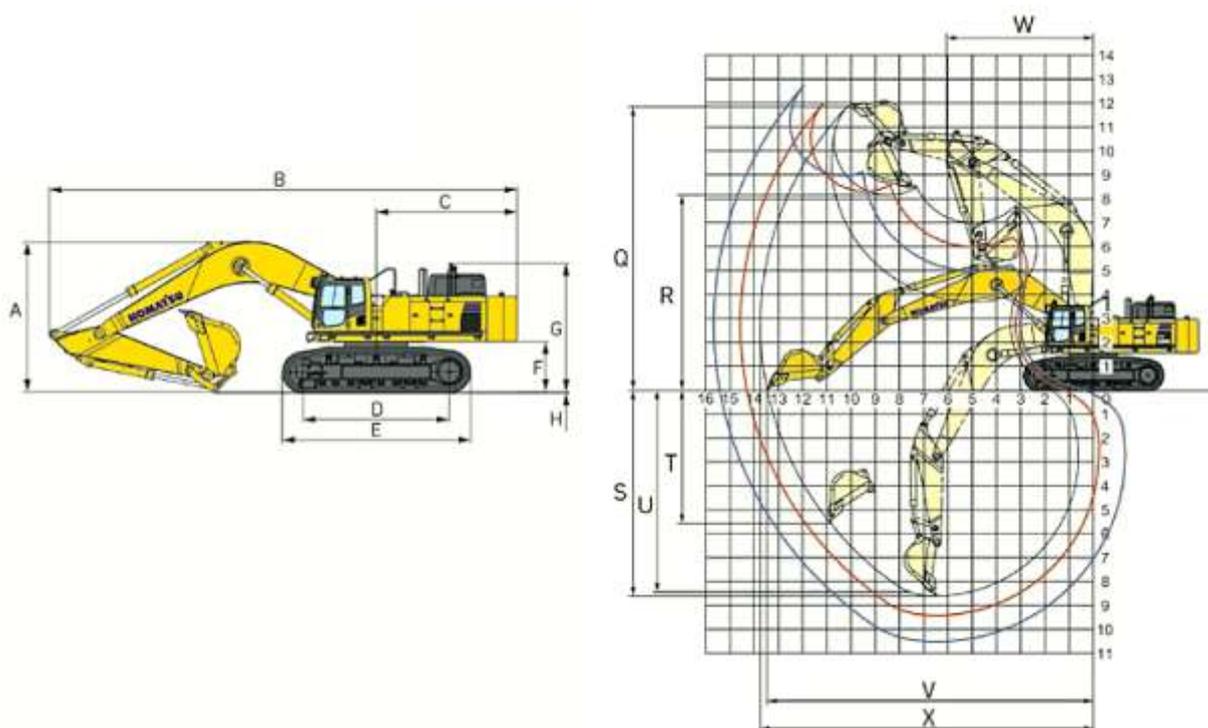


Рисунок 1.2 - Гидравлический экскаватор с рабочим оборудованием обратная лопата: траектории при изменении размеров рабочего оборудования:

S — максимальная глубина экскавации;

X — максимальный радиус экскавации на уровне стояния;

Q — максимальная высота копания [9]

Погрузочное оборудование. Погрузочное оборудование (рисунок 1.3) является основным видом рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, так как реализация схемы работы погрузчика при поступательном движении

ковша на уровне стояния обеспечивает устойчивость экскаватора при существенном росте энергосиловых параметров и производительности машины.

Погрузочное рабочее оборудование существенно отличается от оборудования типа «прямая лопата» как по линейным размерам, так и по конструктивному исполнению. Габаритные размеры рабочего оборудования, в частности ковша, соответствуют габаритным размерам (ширине) ходового оборудования. Благодаря значительно меньшим габаритным размерам и массе машины обеспечиваются меньшие давления на подошве забоя и большая скорость передвижения экскаватора. Также возможно работать на площадках с уклоном до $10\text{—}12^\circ$, что недопустимо для тяжелых мехлопат.

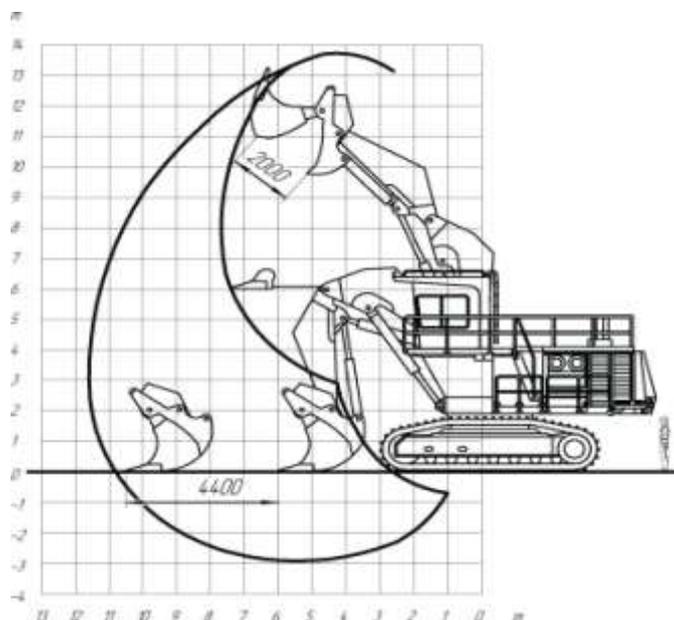


Рисунок 1.3 - Экскаватор с погрузочным рабочим оборудованием

На рис. 1.4 приведено сравнение рабочих зон и габаритных размеров канатного ЭКГ-5 массой 200 т и гидравлического экскаватора ЭГ-110 массой 110 т примерно равных вместимостей ковшей (5 м^3 и $5,5\text{ м}^3$). Экскаватор ЭГ-110 при массе практически в два раза меньшей, чем ЭКГ-5 обеспечивает даже несколько большую по высоте рабочую зону, меньшая по ширине рабочая зона не является недостатком, так как высокая маневренность экскаватора обеспечивает быстрое перемещение в точку копания.

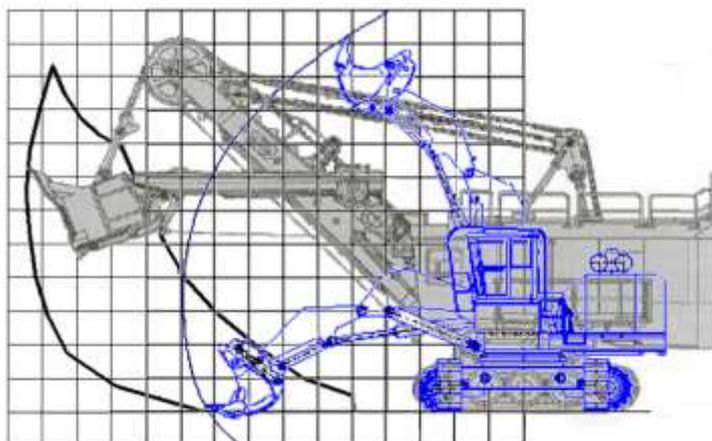


Рисунок 1.4 – Сравнение экскаваторов ЭКГ-5 и ЭГ-110

При копании и транспортировании ковша выполняется совместная работа всех трех гидроцилиндров — поворота стрелы, поворота рукояти и поворота ковша. Некоторые гидроцилиндры могут действовать в двигательном режиме, потребляя энергию от насоса, а другие – в тормозном, причем тормозной режим обеспечивается «запиранием» жидкости в полостях гидроцилиндров предохранительными клапанами. Так, при копании поворотом ковша (наиболее распространенный режим) гидроцилиндр поворота ковша в двигательном режиме поворачивает ковш и тем самым происходит заполнение ковша, а гидроцилиндры стрелы и рукояти удерживают стрелу и рукоять. При транспортировании опускании стрелы и рукояти с ковшом рабочая жидкость стравливается (дросселируется) из гидроцилиндра, т.е. происходит регенерирование гидравлической энергии, которая или полностью (при сливе жидкости в бак) или частично (при рекуперации энергии) теряется [9, 11].

Гидравлические экскаваторы равной вместимости ковша по сравнению с канатными обладают рядом преимуществ: меньшей в 1,8...2,2 раза металлоемкостью, большими в 1,3...1,5 раза усилиями копания. В силу своих кинематических особенностей они обеспечивают возможность селективной добычи полезных ископаемых, зачистку подошвы уступа, уменьшение динамических воздействий при разгрузке горной массы в транспортные средства, в некоторых случаях позволяют повысить производительность труда на открытых

горных работах [10-11, 68]. Наряду с достоинствами имеется ряд недостатков, связанных с низкой эффективностью преобразования гидравлической энергии в механическую:

- реализация больших рабочих нагрузок приводит к увеличению металлоемкости рабочего оборудования;
- отсутствие в большинстве схем рекуперации энергии при торможении поворотной платформы и при опускании рабочего оборудования возрастают энергозатраты на экскавацию горной массы по сравнению с канатными экскаваторами с электроприводом;
- сложность управления ковшом в процессе внедрения ввиду необходимости одновременного регулирования режимных параметров трех главных рабочих механизмов.

Приведенные особенности гидравлических экскаваторов определили и направления развития конструкций. Основными направлениями развития и совершенствования конструкций, сформулированными в ряде работ [9, 12–16, 65, 67, 69, 70-72, 74-76], являются следующие:

- совершенствование кинематических схем рабочего оборудования с целью упрощения управления и расширения областей использования гидравлических экскаваторов;
- автоматизация системы управления;
- создание энергосберегающих — рекуперирующих приводов с целью уменьшения энергопотребления при увеличении энерговооруженности [90].

Таким образом, гидравлические экскаваторы позволяют решить задачи по снижению металлоемкости горных машин, повышению производительности труда. Учитывая большое количество работающих гидравлических экскаваторов и большой объем перерабатываемой ими горной массы все исследования, направленные на снижение металлоемкости, энергопотребления на совершении рабочих операций, на повышения их производительности являются весьма актуальными [82].

В настоящее время остро стоят задачи повышения качества, надежности, экономичности машин, оборудования и других изделий машиностроения, снижения их материалоемкости и энергопотребления, повышения производительности труда [10].

1.2. Рабочее оборудование карьерных гидравлических экскаваторов

В области совершенствования кинематических схем рабочего оборудования предполагается создание таких систем, которые бы позволяли не только поддерживать определенный угол наклона ковша к горизонту (система горизонтирования ковша), но и регулировать силовые параметры при меняющихся условиях обрабатываемого забоя, снижая пиковые нагрузки на экскаватор и повышая его устойчивость.

Недостатком схемы рабочего оборудования является изменение режимных параметров ввиду изменения угла резания при копании [9, 90].

Прямая лопата предназначена для выполнения работ в основном выше уровня стоянки экскаватора. Прямая лопата гидравлических экскаваторов находит широкое применение, в особенности на экскаваторах 6-й размерной группы и на машинах большой мощности.

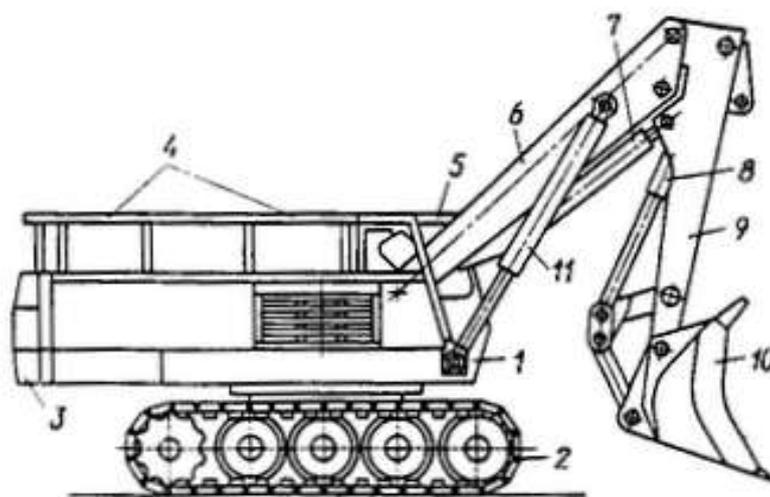


Рисунок 1.5 - Экскаватор с оборудованием прямой лопаты

Основными узлами прямой лопаты экскаватора (рисунок 1.5) являются ходовое оборудование 1, поворотная платформа с оборудованием 2, противовес 3, стрела 6, рукоять 9, поворотный ковш 10 и гидроцилиндры 7, 8, 11 поворота ковша, рукояти и стрелы. Рукоять подвешивают к стреле шарнирно и могут поворачивать ее с помощью гидроцилиндра 7, устанавливаемого под стрелой. Крепления гидроцилиндра 8 к проушинам рукояти, а штока гидроцилиндра к ковшу также шарнирные [17].

Для повышения эффективности работы и ковш крепят к рукояти шарнирно, он поворачивается относительно рукояти с помощью отдельного гидроцилиндра 8. Поворотный ковш значительно расширяет область применения экскаватора: может не только разрабатывать и грузить грунт, но и планировать забой. В процессе копания участвуют все гидроцилиндры 7, 8, и 11.

Стрела и рукоять представляют собой сварные конструкции (рисунок 1.5). В нижней ее части стрелы приварены две пяты, которыми она соединена шарнирно с поворотной платформой 1. Балка стрелы выполнена в виде короба. Для придания необходимой жесткости через определенные промежутки по длине балки установлены диафрагмы. Стрела соединена с рукоятью пальцем.

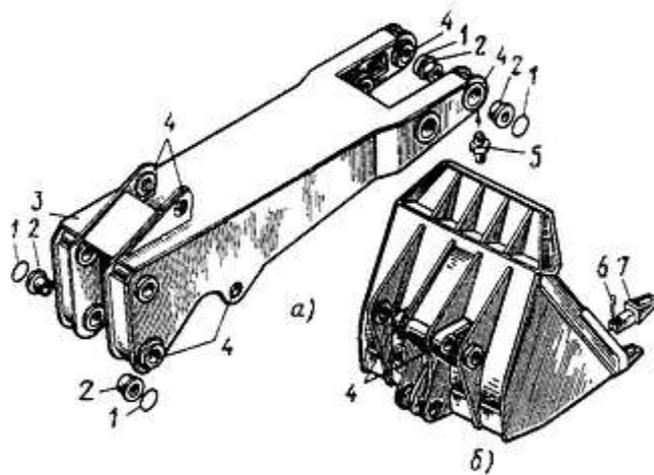


Рисунок 1.6 - Рукоять (а) и ковш (б) прямой лопаты

Рукоять (рисунок 1.6, а) прямой лопаты представляет собой сварную металлоконструкцию 3 типа полый балки с приваренными к ней кронштейнами. На рукояти выполнены две проушины 4 для соединения со стрелой и две – с

ковшом. В отверстия кронштейнов вставлены втулки 2, удерживаемые от смещения стопорными кольцами 1.

Штоки гидроцилиндров рукояти крепят также с помощью проушин.

Ковш (рисунок 1.6, б) прямой лопаты предназначен для разработки тяжелых связных грунтах и представляет собой комбинированную конструкцию, в основном, из сварных деталей. Ковш состоит из задней и боковых стенок и сменных зубьев 7, удерживаемых стопорами 6.

Задняя стенка ковша усилена поясами. К ней приварены проушины 4 для крепления рукояти и для присоединения тяги ковша (рисунок 1.6, б) [18].

1.3. Анализ методик расчета основных параметров расчета механизмов экскаватора

Известные методики расчета параметров позволяют определять значения по выражениям регрессии и применяются для выполнения общего расчета. Основной задачей общего расчета является определение основных направлений проектирования и конструктивных решений всех основных узлов экскаватора. Практически общий расчет включает все основные расчеты, необходимые для эскизного проекта машины. В соответствии с этим он должен содержать выбор и обоснование основных параметров характеристики, габаритных размеров, размеров рабочего оборудования, сил тяжести основных узлов и всей машины в целом, силы, мощности и скорости основных рабочих движений, передаточные отношения механизмов, статический и тяговый расчеты, давление на грунт и определение производительности. Необходимо выбрать и обосновать конструктивную схему экскаватора. К последней относится решение следующих вопросов: конструктивная схема ходового оборудования, тип опорно-поворотного устройства, кинематические схемы, конструктивные схемы рабочего оборудования и т. д.

Весь этот выбор осуществляется в соответствии с типоразмером машины и ее назначением на основе изучения предстоящих условий работы, количественной потребности и предполагаемого выпуска этих машин, условий и места ее

производства, а также опыта работы аналогичных отечественных и зарубежных машин с учетом специфики предстоящих условий эксплуатации.

Силы сопротивления на рабочем органе зависят от физико-механических свойств породы, структуры массива горных пород и трещиноватости, наличия включений и прослоек, конструктивного исполнения рабочего органа и режущих (экскавирующих) элементов и других факторов [9].

При определении силовых параметров и мощности приводов принимают расчетные значения сил сопротивления.

Расчетное значение силы сопротивления породы копания определяют из условия наполнения ковша при работе в тяжелых условиях.

Главные механизмы прямой лопаты работают в повторно-кратковременных режимах, т. е. с резко переменными скоростями и действующими силами [9].

При работе экскаватора на его металлоконструкции и узлы действуют внешние и внутренние нагрузки, определяющие уровень нагружения элементов машины.

Внешние нагрузки обуславливаются сопротивлением породы копания, составляющими силы тяжести породы, находящейся в ковшах или на конвейерах, силой действия ветра и инерционными составляющими от сил тяжести подвижных конструкций машины.

Внутренние нагрузки определяются составляющими сил тяжести металлоконструкций и механизмов экскаватора, предварительными напряжениями или напряжениями элементов (например, канатов, ферм и др.).

Нагрузки от действия сил тяжести являются *статическими постоянными*, если конструкция находится в покое, а количество породы в ковшах не меняется в значительной степени; *статическими переменными*, если они перемещаются, изменяют свое положение относительно машины; *динамическими переменными* при наличии в элементах машины ускорения.

Нагрузки от реакции при копании являются переменными и носят динамический характер [9].

Внешние и внутренние нагрузки влияют на положение равнодействующей всех сил относительно оси вращения поворотной платформы, что существенно изменяет общее соотношение сил в системе, а также напряжений в элементах машины.

Наиболее значительными составляющими нагрузок, вызывающих смещение равнодействующей сил, являются сила тяжести рабочего оборудования с породой и реакция от сил сопротивления копанию на рабочем органе.

На основании сказанного выше все действующие нагрузки в общем случае принято разделять на три категории: основные, дополнительные и аварийные.

Основными нагрузками считают постоянно действующие (собственную силу тяжести, предварительное напряжение), а также переменные нагрузки номинального режима эксплуатации машины (сопротивления копанию, сила тяжести породы, перемещения центров тяжести элементов конструкции и др.), не вызывающие усталостного разрушения материала.

Дополнительными (или случайными) нагрузками считают возникающие нерегулярно, а при сочетании определенных факторов во время эксплуатации конструкции (например, неблагоприятные, сравнительно редко появляющееся сочетание двух или более отдельно действующих нагрузок на один и тот же узел, действие ветра и др.).

К *аварийным* нагрузкам относят критические, вероятность появления которых весьма мала.

У каждого типа экскаватора при расчете определенной металлоконструкции рассматривают определенные комбинации нагрузок, по которым с учетом принятых материалов выбирают коэффициенты запасов прочности и допускаемые напряжения.

Значения коэффициентов запаса прочности и допускаемых напряжений могут быть различными в зависимости от вида расчетных нагрузок, материалов и других факторов, влияющих на надежность работы конструкций. Значения коэффициентов запаса прочности зависят от ряда факторов, трудно поддающихся учету, таких, как неоднородность металла и его механических свойств,

несоответствие действительных сечений деталей расчетным, качество обработки деталей, неточного определения действующих нагрузок и принятых в расчете значений концентрации напряжений, влияние остаточных напряжений и т. д. [9, 19, 73].

Наиболее точно расчетная нагрузка может быть определена на основе статистических наблюдений при испытаниях машины, во время которых осуществляется длительная запись на осциллографическую или магнитную ленту исследуемых параметров нагружения.

Основные расчетные комбинации нагрузок должны соответствовать типовым условиям работы экскаватора и в общем случае могут быть подразделены следующим образом:

- Основные нагрузки рабочего состояния в обычных условиях эксплуатации. По ним проводится расчет на сопротивление усталости. При переменных их значениях расчет ведут по эквивалентным нагрузкам.

- Максимальные нагрузки (основные и дополнительные) в наиболее тяжелых условиях эксплуатации. По этим нагрузкам проводится расчет на прочность и устойчивость.

- Максимальные нагрузки нерабочего состояния, которые вызываются силой тяжести экскаватора и ветровой нагрузкой нерабочего состояния (ураган). По этим нагрузкам проводится расчет на прочность и устойчивость (только мощных машин).

- Аварийные нагрузки, по которым проводится расчет предохранительных устройств.

- Транспортные и монтажные нагрузки, по которым проводится расчет на прочность и устойчивость [9, 90].

Анализ публикаций по открытым источникам показал, что фирмы-производители экскаваторов не публикуют методики расчета параметров рабочего оборудования. Зачастую, в публикациях, посвященных вопросам эксплуатации гидравлических экскаваторов на горных предприятиях стран СНГ приводятся сравнительный анализ работы, характерные простои и технико-

экономические показатели, в том числе в сложных горно-геологических и климатических условиях [20-23].

Поэтому методики приходится рассматривать по косвенным показателям. Нами рассмотрен опыт эксплуатации нескольких моделей гидравлических экскаваторов на карьерах и в строительстве Республики Казахстан. В долгосрочной перспективе на большинстве карьерах Казахстана, количество гидравлических экскаваторов будет увеличиваться. Применение экскаваторов с гидрофицированным рабочим оборудованием экономически целесообразней, чем применение механических лопат по основным показателям: себестоимость, производительность труда, затраты на эксплуатацию, количество простоев при ремонте. Кроме того, более обширная область применения, позволяющая проводить наиболее полное извлечение минерального сырья при отработке нарушенных и маломощных пластов, удаленных и ранее не разрабатываемых участков действующих разрезов [24].

При эксплуатации в течении 4-х лет экскаваторов производства фирмы Hitachi EX1200 (емкость ковша 6 м^3) и Komatsu PC 750-7 (емкость ковша $5,3 \text{ м}^3$) выявлены трещины в стреле и рукояти (рис. 1.7-1.9).



Рисунок 1.7 – Трещина стрелы гидравлического экскаватора Komatsu PC 750-7



Рисунок 1.8 – Трещина в рукояти гидравлического экскаватора Hitachi EX1200

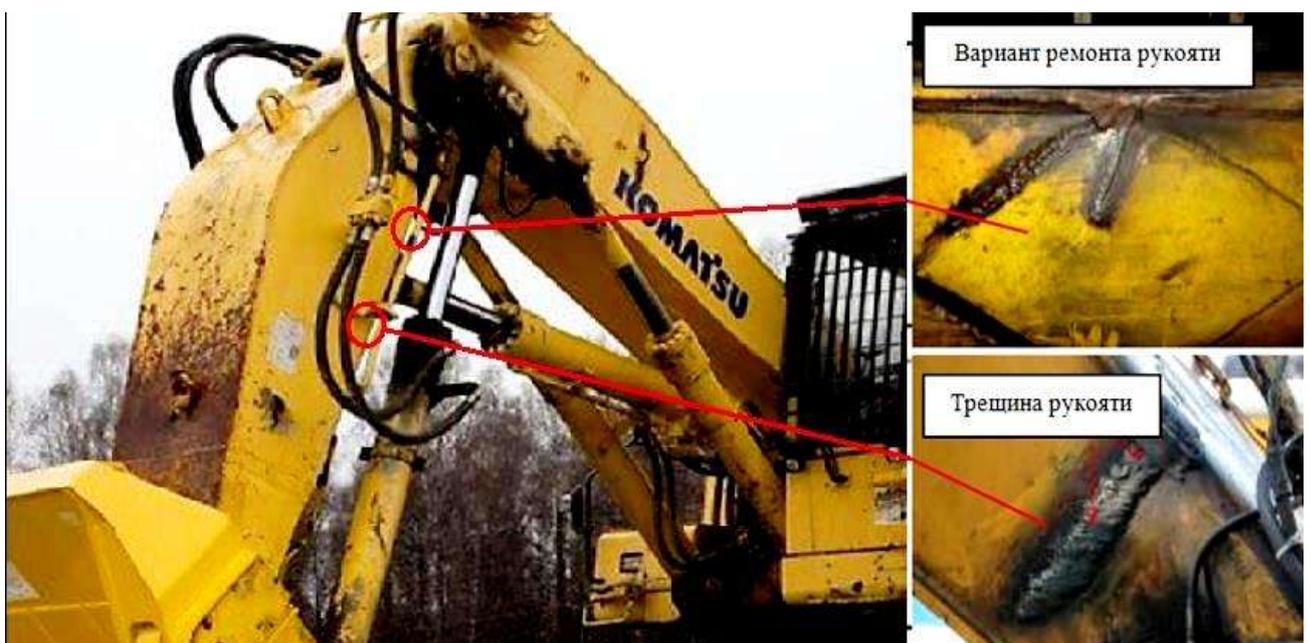


Рисунок 1.9 – Трещина в рукояти гидравлического экскаватора Komatsu PC 750-7

Разрушение целостности конструкции стрелы и рукояти может быть вызвано несколькими факторами: перегрузка рабочего оборудования; неравномерное распределение нагрузки; работа с неустойчивыми грунтами; критические нагрузки на стрелу и рукоять при нарушении условий эксплуатации; нерегулярное сервисное обслуживание; возможные ошибки в процессе расчета параметров и выбора материала элементов рабочего оборудования.

Очевидно, что значения параметров, определенные по методике, используемой фирмами-производителями для расчета на прочность и долговечность рабочего оборудования, не обеспечили достаточную долговечность.

Учитывая вышеизложенные факты, в качестве прототипа для проведения исследований был выбран карьерный гидравлический экскаватор ИЗ-Картэкс ЭГ-110 (емкость ковша 5,5 м³). Выбор этого экскаватора обосновывается наличием полной конструкторско-технологической документации (включая чертежи рабочего оборудования), доступностью большого объема данных по опыту эксплуатации такого экскаватора.

Следует отметить, что в процессе эксплуатации экскаватора ЭГ-110 производства фирмы ИЗ-Картэкс в течение 7 лет дефектов в рабочем оборудовании не выявлено. Следует предположить, что параметры, в частности, толщины листов, определены по методике, обеспечивающей «излишние запасы прочности».

Анализ дефектов рабочего оборудования, приведенных на рис. 1.7 - 1.9, позволил сформулировать задачи исследования.

1.4. Постановка задач исследований

Цель исследований – обоснование рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора за счет совершенствования конструкции.

Задачи работы:

- Совершенствование конструкции рабочего оборудования типа «прямая лопата» гидравлического экскаватора;
- Создание методики определения рациональных параметров рабочего оборудования, основанной на математической модели кинематического и силового анализа;
- Исследование влияния конструктивных параметров рабочего оборудования на напряженно-деформированное состояние его элементов (рукояти и стрелы).

Методика расчета параметров рабочего оборудования должна:

1. Выполнять анализ формирования рабочей зоны экскаватора при заданных геометрических параметрах рабочего оборудования и длинах цилиндров.
2. Определять возможные усилия копания в пределах рабочей зоны из условия ограничения усилий в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров.
3. Определять усилия на штоках цилиндров и других элементах рабочего оборудования по геометрическим параметрам рабочего оборудования, положению ковша и усилию копания [87].

Методика должна быть составлена для схемы рабочего оборудования, используемой на моделях экскаваторов. Для других вариантов схем рабочего оборудования потребуется изменения математического описания, в данной работе показана такая возможность.

Исследования для решения поставленных задач выполнены для карьерного гидравлического экскаватора ИЗ-Картэкс ЭГ-110 производства Объединенных машиностроительных заводов - Горное оборудование и технологии (Группа Уралмаш-Ижора). Головной образец - модель ЭГ-5,5 работает с сентября 2002 г. на руднике ООО "ПГ Фосфорит", выполняя погрузку руды, проходку дренажей и зачистку подошвы пласта (рис. 1.10).

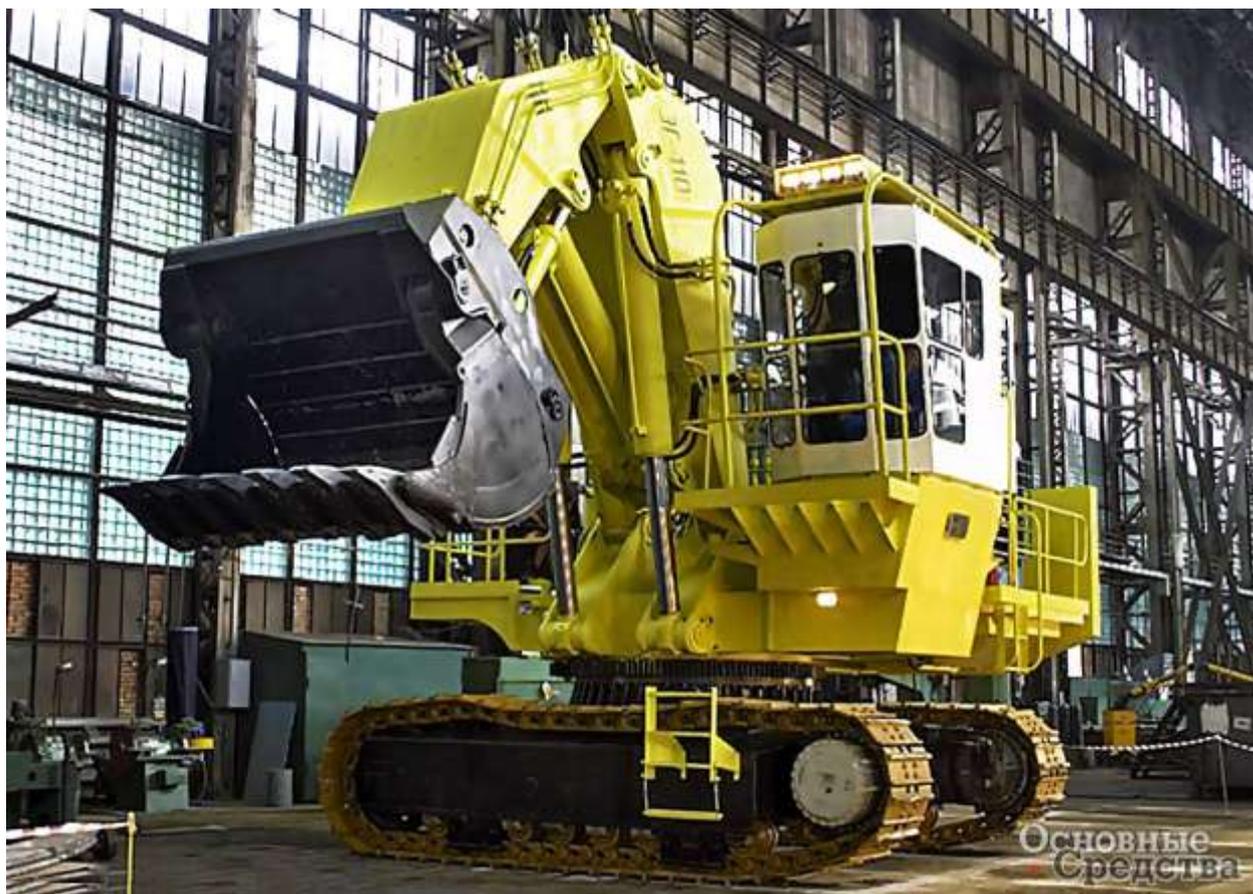


Рисунок 1.10 – Экскаватор ЭГ-110 с ковшом 5.5 м³

В основе конструкции экскаватора заложен модульный принцип. Экскаватор состоит из трех крупных основных частей: ходовой тележки, поворотной платформы и рабочего оборудования, которые после частичного демонтажа могут доставляться к месту эксплуатации автомобильным или ж/д транспортом. ЭГ-110 оснащен рабочим оборудованием "прямая лопата", но на основании запросов покупателей эта модель также может быть оснащена и рабочим оборудованием "обратная лопата". Экскаватор разработан с учетом опыта эксплуатации головного образца ЭГ-5,5 и имеет следующие усовершенствования: вместо силовой установки с двумя дизелями ЯМЗ-238 (175 кВт) один дизель ЯМЗ-8506.10 (450 кВт) (увеличилась мощность экскаватора) [83].

Мотор-редукторы приводов хода, поворота, основные гидронасосы и гидрораспределительная аппаратура производства немецкой фирмы "Rexroth" (количество гидромоторов и гидронасосов уменьшилось в 2 раза). Установлено

теплообменное устройство фирмы "ХЮДАКИИнтернешнл". Модель ЭГ-110 обладает модернизированной гидростанцией (в том числе гидробак). Оптимизирована установка гидрооборудования и разводка трубопроводов на поворотной платформе (повысилась надежность гидросистемы).

Таблица 1.1 - Технические характеристики ИЗ-Картэкс ЭГ-110

Параметры	ЭГ-110
1. Вместимость ковша	5,5 м ³
2. Максимальное усилие на зубе ковша	40 тс
3. Радиус копания	9,9 м
4. Высота копания	11,3 м
5. Высота выгрузки	9,45 м
6. Высота уступа при угле отработки 70 град	8,6 м
7. Скорость передвижения, км/ч	2,5
8. Среднее удельное давление на грунт при передвижении	0.181 МПа
9. Мощность	450 кВт
10. Расчетная продолжительность цикла	23 с
11. Масса экскаватора	110000 кг

Установлены два одинаковых (взамен двух разных) гидроцилиндра рукояти, вследствие чего увеличился момент поворота рукояти на 30%. Вместо одноместной кабины ЭГ-110 оснащен двухместной кабиной машиниста. Таким образом, появилась возможность представителю технического обслуживания отслеживать работоспособность систем и агрегатов.

Ресурс топлива повышен до 20-и часов непрерывной работы (вместо 12-и часов). Неотъемлемой чертой ЭГ-110 является наличие компьютерной диагностики, то есть появилась возможность диагностирования гидросистемы и дизеля, что поможет своевременно предотвращать неисправности. Применение основного гидрооборудования и мотор - редукторов фирмы "Bosh-Rexroth" позволит повысить ресурс экскаватора в 34 раза, приведет к увеличению

производительности до 860 м³/час (с ковшом 5,5 м³) и увеличит коэффициент технической готовности до $K_{\text{тг}}$ 0,95 [18, 25, 26].

Экскаватор найдет применение на предприятиях, где в настоящее время эксплуатируются ЭКГ-5А, а также на предприятиях, где необходима автономность работы, селективная выборка и маневренность. ЭГ-110 является достойным конкурентом импортным гидравлическим машинам [83].

ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Рабочий процесс гидравлического экскаватора включает операции черпания, транспортирования грузевого ковша в точку выгрузки, разгрузки, переноса порожнего ковша в забой [27].

Для определения кинематических и силовых параметров необходимо математическое описание указанных операций. Оно позволит по задаваемым исходным данным определять возможную рабочую зону экскаватора, действующие усилия на элементы рабочего оборудования и решать некоторые специальные задачи, включая последующие расчеты на прочность при обосновании рациональных параметров экскаватора.

Рассмотренные операции имеют несколько отличающихся друг от друга вариантов:

- копание возможно поворотом ковша при фиксированных положениях рукояти и стрелы;
- копание поворотом рукояти при фиксированном положении ковша относительно рукояти и фиксированной стреле.

Копание поворотом стрелы практически не осуществимо.

Копание поворотом ковша получило наибольшее применение. При заполнении ковша таким способом происходят наименьшие затраты энергии, но забой после отработки будет иметь достаточно неровную поверхность.

После отработки карьера зачастую выполняют рекультивацию и формируют зоны для дальнейшей эксплуатации. При рекультивации поверхность должна быть выравнена. При отработке забоя гидравлическими экскаваторами для выравнивания зубья ковша экскаватора должны совершать движение по прямолинейной траектории. Применяв программные блоки управления и соответствующие элементы для гидравлического управления скоростями выдвижения штоков гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша можно получить

любую требуемую траекторию. Модель для определения законов управления скоростями штоков разработана также в этом разделе.

2.1. Исходные данные для построения математической модели

Для моделирования рабочего процесса за прототип выбран экскаватор ЭГ-110. Выражения математической модели составлены для схемы на рис. 2.1, где ось «Х» – это площадка по уровню стояния, а «У» – это ось экскаватора.

Для определения положений элементов рабочего оборудования принята система координат:

- ось абсцисс x – пересечение плоскости уровня стояния экскаватора и плоскости, пересекающей оси стрелы и рукояти;
- ось ординат y - ось вращения платформы экскаватора.

Движение ковша и всех элементов рабочего оборудования гидроцилиндрами поворота стрелы, рукояти и ковша осуществляется в плоскости xOy .

Исходными данными для построения модели являются размеры рабочего оборудования, причем для расчета используются расстояния между осями элементов [28, 78]. В табл. 2.1.1 приведены обозначения элементов, используемых для составления выражения расчета параметров рабочей зоны и значения параметров гидравлического экскаватора ЭГ-110 с ковшом 5.5 м³ [29].

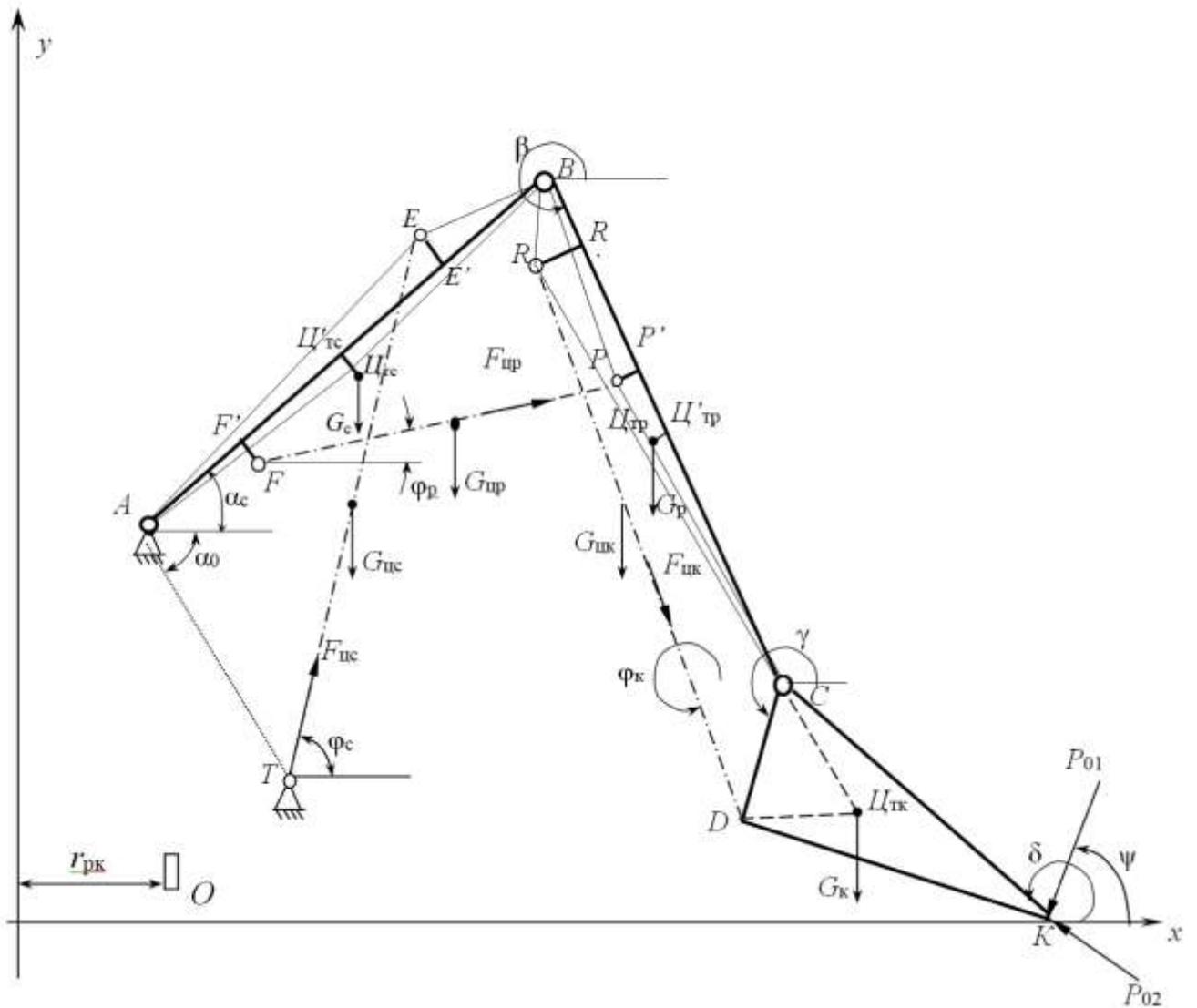


Рисунок 2.1 – Схема к расчету параметров: $A, T, E, F, P, R, B, C, D$ – шарниры; K – вершина зуба ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TE, FP, RD – гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша; $G_c, G_r, G_k, G_{сc}, G_{cp}, G_{ck}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша; $\Pi'_{сc}, \Pi'_{cp}, \Pi'_{ck}$ – центр тяжести стрелы, рукояти и ковша; α_c, β, γ – углы наклона к горизонтали стрелы, рукояти, ковша; $r_{рк}$ – радиус роликового круга [89]

Таблица 2.1 - Обозначения и значения исходных данных экскаватора ЭГ-110 для определения рабочей зоны

Наименование параметра	Обозначение на схеме	Значение для базовой модели
1. Точки крепления к платформе		
1. Координаты оси шарнира "пята стрелы-платформа", м	X_A	0,705
	Y_A	2,542
2. Координаты оси шарнира "цилиндр стрелы-платформа", м	X_T	1,376
	Y_T	1,993
2. Стрела		
1. Расстояние между осями шарниров "пята стрелы" и "стрела-рукоять", м	AB	4,26
2. Расстояние от оси шарнира "пята стрелы" до проекции шарнира "шток цилиндра стрелы-стрела" на линию AB, м	AE^{\wedge}	3,47
3. Расстояние от оси шарнира "шток цилиндра стрелы - стрела" до линии AB, м (+ при положении шарнира выше линии AB, - ниже)	EE^{\wedge}	0
4. Расстояние от оси шарнира "пята стрелы" до проекции шарнира "цилиндра рукояти-стрела" на линию AB, м	AF^{\wedge}	0,753
5. Расстояние от оси шарнира "цилиндра рукояти - стрела" до линии AB, м (+ при положении шарнира выше линии AB, - ниже)	FF^{\wedge}	-0,28
6. Расстояние от оси пяты стрелы до проекции центра масс стрелы на линию AB, м	$AЦ_{тс}$	2,16
7. Расстояние от центра масс стрелы до линии AB (+ при положении шарнира выше линии AB, - ниже), м	$Ц_{тс}-Ц_{тс}$	0,405
3. Рукоять		
1. Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" и "рукоять-ковш", м	BC	3,27
2. Расстояние от оси шарниров "стрела-рукоять" и проекцией оси "шток цилиндра рукояти-рукоять", м	BP^{\wedge}	1,19
3. Расстояние от оси шарниров "шток цилиндра рукояти-рукоять" до линии BC, м	PP^{\wedge}	-0,432
4. Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" и проекцией шарнира "цилиндр ковша-рукоять" на линию BC, м	BR^{\wedge}	1,19
5. Расстояние от оси шарниров "рукоять-ковш" до линии BC, м	RR^{\wedge}	-0,432
6. Расстояние от оси шарнира "стрела-рукоять" до проекции центра масс рукояти на линию BC, м	$BЦ_{тр}$	1,389
7. Расстояние от центра масс стрелы до линии AB (+ при положении шарнира выше линии AB, - ниже), м	$Ц_{тр}-Ц_{тр}$	1,48
4. Ковш		
1. Расстояние от вершины зуба ковша до оси шарнира "рукоять-ковш", м	CK	2,22
2. Расстояние между осями шарниров крепления ковша, м	CD	0,648

3. Расстояние от вершины зуба ковша до оси шарнира "ковш-тяга", м		КD	2,59								
4. Расстояние от оси шарнира "рукоять-ковш" до центра масс ковша, м		СЦ _{тк}	0,836								
5. Расстояние от оси шарнира "ковш-тяга" до центра масс ковша, м		ДЦ _{тк}	0,997								
5. Силовые параметры											
1. Сила тяжести груженого ковша, кН		G _{гк}	202,0								
2. Сила тяжести порожнего ковша, кН		G _к	92,1								
3. Сила тяжести рукояти, кН		G _р	55,0								
4. Сила тяжести стрелы, кН		G _с	80,7								
5. Сила тяжести цилиндров стрелы, кН		G _{цс}	20								
6. Сила тяжести цилиндров рукояти, кН		G _{цр}	15								
7. Сила тяжести цилиндров ковша, кН		G _{цк}	10								
8. Касательная составляющая усилия копания P ₀₁ , кН		P ₀₁	1000								
9. Коэффициент для расчета нормальной составляющей усилия копания P ₀₂		K	0.20								
5. Цилиндры											
Наименование цилиндра	Кол-чество	Диаметр, мм		Расстояние между осями шарниров, м				Максимальное давление в поршневой полости		Максимальное давление в штоковой полости	
		цилиндра	штока	минимальное	максимальное	е	о				
1. Стрелы	2	280	200	L _{цс мин}	3,10	L _{цс макс}	3,90	P _{цс} ^к	31,5	P _{шс} ^к	31,5
2. Рукояти	2	250	160	L _{цр мин}	3,35	L _{цр макс}	4,20	P _{цр} ^к	31,5	P _{шр} ^к	31,5
3. Ковша	2	180	140	L _{цк мин}	1,55	L _{цк макс}	2,40	P _{цк} ^к	31,5	P _{шк} ^к	31,5

Перемещение ковша в пределах рабочей зоны осуществляется изменением длин цилиндров стрелы, рукояти и ковша от минимального значения до максимального значения.

2.2. Математическая модель определения координат элементов рабочего оборудования

Значения координат необходимы для определения границ рабочей зоны, для расчета действующих усилий [30].

2.2.1. Координаты элементов стрелы

Схема к расчету координат представлена на рис. 2.1.

2.2.1.1. Размеры вспомогательных отрезков для последующего расчета

Расстояние между осями шарниров "пята стрелы" - "цилиндр стрелы" (AT)

$$AT = \sqrt{(x_T - x_A)^2 + (y_T - y_A)^2} \quad (2.1)$$

Расстояние между осями шарниров "пята стрелы" - "шток цилиндра стрелы" (AE)

$$AE = \sqrt{AE'^2 + EE'^2} \quad (2.2)$$

Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" - "шток цилиндра стрелы" (BE) [28]

$$BE = \sqrt{(AB - AE')^2 + EE'^2} \quad (2.3)$$

Расстояние между осями шарниров "пята стрелы" - "шток цилиндра рукояти" (AF)

$$AF = \sqrt{AF'^2 + FF'^2} \quad (2.4)$$

Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" - "шток цилиндра рукояти" (BF)

$$BF = \sqrt{(AB - AF')^2 + FF'^2} \quad (2.5)$$

Расстояние между осями шарниров "пята стрелы" - "центр тяжести стрелы" (AЦ_{тс})

$$AЦ_{тс} = \sqrt{AЦ_{тс}'^2 + Ц_{тс}Ц_{тс}'^2} \quad (2.6)$$

Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" - " центр тяжести стрелы" (BЦ_{тс}) [89]

$$BЦ_{TC} = \sqrt{(AB - AЦ_{TC}')^2 + Ц_{TC}Ц_{TC}'^2} \quad (2.7)$$

2.2.1.2. Углы для расчета координат стрелы

Угол наклона линии АТ к горизонту по теореме косинусов:

$$\alpha_0 = \arccos[(x_T - x_A) / AT] \quad (2.8)$$

Угол ВАЕ

$$\angle_{BAE} = \arccos \frac{AB^2 + AE^2 - BE^2}{2 \cdot AB \cdot AE}, \quad (2.9)$$

Угол ВАФ

$$\angle_{BAF} = \arccos \frac{AB^2 + AF^2 - BF^2}{2 \cdot AB \cdot AF}, \quad (2.10)$$

Угол ЕАТ [30]

$$\angle_{EAT} = \arccos \frac{AE^2 + AT^2 - L_{TC}^2}{2 \cdot AE \cdot AT}, \quad (2.11)$$

Угол наклона линии АВ к горизонту

$$\alpha_c = \angle_{EAT} - \angle_{BAE} - \alpha_0, \quad (2.12)$$

Угол ВFF'

$$\angle_{BFF'} = \operatorname{arctg} \frac{FF'}{(AB - AF')}, \quad (2.13)$$

Угол ВАЦ_{TC}

$$\angle_{BAЦ_{TC}} = \arccos \frac{AB^2 + AЦ_{TC}^2 - BЦ_{TC}^2}{2 \cdot AB \cdot AЦ_{TC}}, \quad (2.14)$$

2.2.1.3. Определение координаты точек стрелы

Координаты оси шарнира "стрела-рукоять" (точка В)

$$x_B = x_A + AB \cdot \cos \alpha_c; \quad (2.15)$$

$$y_B = y_A + AB \cdot \sin \alpha_c. \quad (2.16)$$

Координаты оси шарнира «цилиндр стрела-стрела» (точка E)

$$x_E = x_A + AE \cdot \cos(\alpha_c + \angle_{BAE}); \quad (2.17)$$

$$y_E = y_A + AE \cdot \sin(\alpha_c + \angle_{BAE}). \quad (2.18)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр рукояти-стрела" (точка F)

$$x_F = x_A + AF \cdot \cos(\alpha_c - \angle_{BAF}); \quad (2.19)$$

$$y_F = y_A + AF \cdot \sin(\alpha_c - \angle_{BAF}). \quad (2.20)$$

Координаты центра тяжести стрелы (точка $\Pi_{\text{тс}}$)

$$x_{\Pi_{\text{тс}}} = x_A + A\Pi_{\text{тс}} \cdot \cos(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{\text{тс}}}); \quad (2.21)$$

$$y_{\Pi_{\text{тс}}} = y_A + A\Pi_{\text{тс}} \cdot \sin(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{\text{тс}}}). \quad (2.22)$$

2.2.2. Координаты точек рукояти

2.2.2.1. Углы для расчета координат рукояти

Угол FBP

$$\angle_{FBP} = \arccos \frac{BF^2 + BP^2 - L_{\text{уп}}^2}{2 \cdot BF \cdot BP}, \quad (2.23)$$

Угол BPF

$$\angle_{BPF} = \arccos \frac{L_{\text{уп}}^2 + BP^2 - BF^2}{2 \cdot L_{\text{уп}} \cdot BP}, \quad (2.24)$$

Угол наклона рукояти к горизонту

$$\beta = \pi + \alpha_c - \angle_{BFF'} + \angle_{FBP} - \angle_{PBP'}, \quad (2.25)$$

Угол DCR

$$\angle_{DCR} = \arccos \frac{CD^2 + CR^2 - L_{\text{цк}}^2}{2 \cdot CD \cdot CR}, \quad (2.26)$$

Угол RDC

$$\angle_{RDC} = \arccos \frac{CD^2 + L_{\text{цк}}^2 - CR^2}{2 \cdot CD \cdot L_{\text{цк}}}, \quad (2.27)$$

Угол RCR'

$$\angle_{RCR'} = \operatorname{artg} \frac{RR'}{BC - BR'}, \quad (2.28)$$

Угол наклона линии CD к горизонту

$$\gamma = \beta - \pi - \angle_{RCR'} + \angle_{DCR}. \quad (2.29)$$

2.2.2.2. Координаты точек рукояти

Координаты оси шарнира " рукоять-ковш" (точка C)

$$x_C = x_B + BC \cdot \cos \beta; \quad (2.30)$$

$$y_C = y_B + BC \cdot \sin \beta. \quad (2.31)$$

Координаты оси шарнира " цилиндр ковша" (точка R)

$$x_R = x_B + BR \cdot \cos(\beta + \angle_{RBR'}); \quad (2.32)$$

$$y_R = y_B + BR \cdot \sin(\beta + \angle_{RBR'}). \quad (2.33)$$

Координаты оси шарнира " цилиндр рукояти" (точка P) [44]

$$x_P = x_B + BP \cdot \cos(\beta + \angle_{PBP'}); \quad (2.34)$$

$$y_P = y_B + BP \cdot \sin(\beta + \angle_{PBP'}). \quad (2.35)$$

Координаты центра тяжести рукояти (точка Ц_{тр})

$$x_{Цтр} = x_B + BЦ_{тр} \cdot \cos(\beta + \angle_{BЦ_{тр}C}); \quad (2.36)$$

$$y_{Цтр} = y_B + BЦ_{тр} \cdot \sin(\beta + \angle_{BЦ_{тр}C}). \quad (2.37)$$

Координаты оси шарнира " цилиндр ковша -ковш" (точка D)

$$x_D = x_C + CD \cdot \cos(\gamma); \quad (2.38)$$

$$y_D = y_C + CD \cdot \sin(\gamma). \quad (2.39)$$

2.2.3. Координаты точек ковша

Угол DCK

$$\angle_{DCK} = \ar \cos \frac{CD^2 + CK^2 - KD^2}{2 \cdot CD \cdot CK}, \quad (2.40)$$

Угол DCЦ_{тк} [30]

$$\angle_{DCI_{TK}} = \arccos \frac{CD^2 + CI_{TK}^2 - DI_{TK}^2}{2 \cdot CD \cdot CI_{TK}}, \quad (2.41)$$

Координаты вершины зуба ковша (точка К)

$$x_K = x_C + CK \cdot \cos(\gamma + \angle_{DCK}); \quad (2.42)$$

$$y_K = y_C + CD \cdot \sin(\gamma + \angle_{DCK}). \quad (2.43)$$

Координаты центра тяжести ковша (точка I_{TK})

$$x_{I_{TK}} = x_C + CI_{TK} \cdot \cos(\gamma + \angle_{DCI_{TK}}); \quad (2.44)$$

$$y_{I_{TK}} = x_C + CI_{TK} \cdot \sin(\gamma + \angle_{DCI_{TK}}). \quad (2.45)$$

2.2.4. Результаты расчета координат для базовой модели ЭГ-110

Таблица 2.2 – Результаты расчета координат

№ траектории	Длина цилиндра, м			Координаты точек, м								
	стрелы	рукоятки	ковша	Xв	Ув	Xс	Ус	Xк	Ук	У _{ит.с}	У _{ит.р}	У _{ит.к}
1	3.10	3.35	1.55	4.74	3.91	6.13	0.94	6.02	-1.28	3.62	2.71	5.62
1	3.10	3.35	1.76	4.74	3.91	6.13	0.94	6.99	-1.11	3.62	2.71	5.96
1	3.10	3.35	1.97	4.74	3.91	6.13	0.94	7.62	-0.70	3.62	2.71	6.24
1	3.10	3.35	2.19	4.74	3.91	6.13	0.94	8.08	-0.12	3.62	2.71	6.50
1	3.10	3.35	2.40	4.74	3.91	6.13	0.94	8.33	0.64	3.62	2.71	6.74
2	3.10	3.78	1.55	4.74	3.91	7.05	1.58	7.69	-0.54	3.62	3.02	6.79
2	3.10	3.78	1.76	4.74	3.91	7.05	1.58	8.55	-0.05	3.62	3.02	7.16
2	3.10	3.78	1.97	4.74	3.91	7.05	1.58	9.01	0.55	3.62	3.02	7.43
2	3.10	3.78	2.19	4.74	3.91	7.05	1.58	9.24	1.24	3.62	3.02	7.65
2	3.10	3.78	2.40	4.74	3.91	7.05	1.58	9.22	2.04	3.62	3.02	7.82
3	3.10	4.20	1.55	4.74	3.91	7.76	2.64	9.17	0.92	3.62	3.51	7.83
3	3.10	4.20	1.76	4.74	3.91	7.76	2.64	9.77	1.70	3.62	3.51	8.18
3	3.10	4.20	1.97	4.74	3.91	7.76	2.64	9.97	2.44	3.62	3.51	8.40
3	3.10	4.20	2.19	4.74	3.91	7.76	2.64	9.92	3.17	3.62	3.51	8.54
3	3.10	4.20	2.40	4.74	3.91	7.76	2.64	9.59	3.90	3.62	3.51	8.59
4	3.50	3.35	1.55	3.69	5.58	6.26	3.56	7.17	1.53	4.37	4.84	6.11
4	3.50	3.35	1.76	3.69	5.58	6.26	3.56	7.96	2.12	4.37	4.84	6.48
4	3.50	3.35	1.97	3.69	5.58	6.26	3.56	8.34	2.77	4.37	4.84	6.74
4	3.50	3.35	2.19	3.69	5.58	6.26	3.56	8.49	3.49	4.37	4.84	6.94
4	3.50	3.35	2.40	3.69	5.58	6.26	3.56	8.37	4.28	4.37	4.84	7.07
5	3.50	3.78	1.55	3.69	5.58	6.80	4.55	8.33	2.95	4.37	5.28	6.93
5	3.50	3.78	1.76	3.69	5.58	6.80	4.55	8.88	3.77	4.37	5.28	7.27
5	3.50	3.78	1.97	3.69	5.58	6.80	4.55	9.02	4.51	4.37	5.28	7.48
5	3.50	3.78	2.19	3.69	5.58	6.80	4.55	8.91	5.24	4.37	5.28	7.60
5	3.50	3.78	2.40	3.69	5.58	6.80	4.55	8.53	5.94	4.37	5.28	7.63
6	3.50	4.20	1.55	3.69	5.58	6.95	5.81	8.99	4.92	4.37	5.83	7.40
6	3.50	4.20	1.76	3.69	5.58	6.95	5.81	9.18	5.89	4.37	5.83	7.66

6	3.50	4.20	1.97	3.69	5.58	6.95	5.81	9.02	6.63	4.37	5.83	7.77
6	3.50	4.20	2.19	3.69	5.58	6.95	5.81	8.64	7.26	4.37	5.83	7.79
6	3.50	4.20	2.40	3.69	5.58	6.95	5.81	8.03	7.76	4.37	5.83	7.70
7	3.90	3.35	1.55	1.85	6.65	5.07	6.13	6.85	4.79	4.73	6.57	5.34
7	3.90	3.35	1.76	1.85	6.65	5.07	6.13	7.25	5.69	4.73	6.57	5.66
7	3.90	3.35	1.97	1.85	6.65	5.07	6.13	7.27	6.44	4.73	6.57	5.82
7	3.90	3.35	2.19	1.85	6.65	5.07	6.13	7.05	7.14	4.73	6.57	5.90
7	3.90	3.35	2.40	1.85	6.65	5.07	6.13	6.57	7.77	4.73	6.57	5.89
8	3.90	3.78	1.55	1.85	6.65	5.06	7.25	7.18	6.59	4.73	7.05	5.58
8	3.90	3.78	1.76	1.85	6.65	5.06	7.25	7.26	7.57	4.73	7.05	5.81
8	3.90	3.78	1.97	1.85	6.65	5.06	7.25	7.02	8.29	4.73	7.05	5.89
8	3.90	3.78	2.19	1.85	6.65	5.06	7.25	6.58	8.87	4.73	7.05	5.88
8	3.90	3.78	2.40	1.85	6.65	5.06	7.25	5.91	9.30	4.73	7.05	5.76
9	3.90	4.20	1.55	1.85	6.65	4.59	8.43	6.80	8.64	4.73	7.53	5.32
9	3.90	4.20	1.76	1.85	6.65	4.59	8.43	6.50	9.57	4.73	7.53	5.42
9	3.90	4.20	1.97	1.85	6.65	4.59	8.43	6.00	10.15	4.73	7.53	5.39
9	3.90	4.20	2.19	1.85	6.65	4.59	8.43	5.37	10.51	4.73	7.53	5.27
9	3.90	4.20	2.40	1.85	6.65	4.59	8.43	4.58	10.65	4.73	7.53	5.06

Примечание. Результаты выполнены для двух положений стрелы и рукояти и для 4-х положений ковша. В таблице обозначения координат по схеме (рис. 2.1)

2.2.5. Проверка адекватности модели определения координат

Модель для расчета координат точек включает большое число достаточно сложных выражений. Для доказательства адекватности модели выполнено построение схемы модели в конструкторском пакете Компас 2D в масштабе (рис. 2.2). В табл. 2.3 приведены результаты расчета по программе, составленной по приведенным выше выражениям и замеры на чертеже.

Таблица 2.3 – Результаты расчетов и замеров по чертежу для доказательства адекватности модели

Координаты точек по рис. 2.1.	Результат расчета	Результат замера	Погрешность
1. X_B	3,693	3,70	-0,0019
Y_B	5,583	5,57	0,0023
2. X_C	6,669	6,67	-0,00015
Y_C	6,938	6,93	-0,0011
3. X_K	8,892	8,897	-0,00056
Y_K	6,915	6,93	-0,00217
4. X_D	6,355	6,37	-0,00236
Y_D	6,371	6,36	0,00172

Проведенными замерами на фрагменте доказана адекватность математической модели определения координат элементов рабочего оборудования при выдвижении штоков гидроцилиндров - погрешность в пределах точности замеров по чертежу.

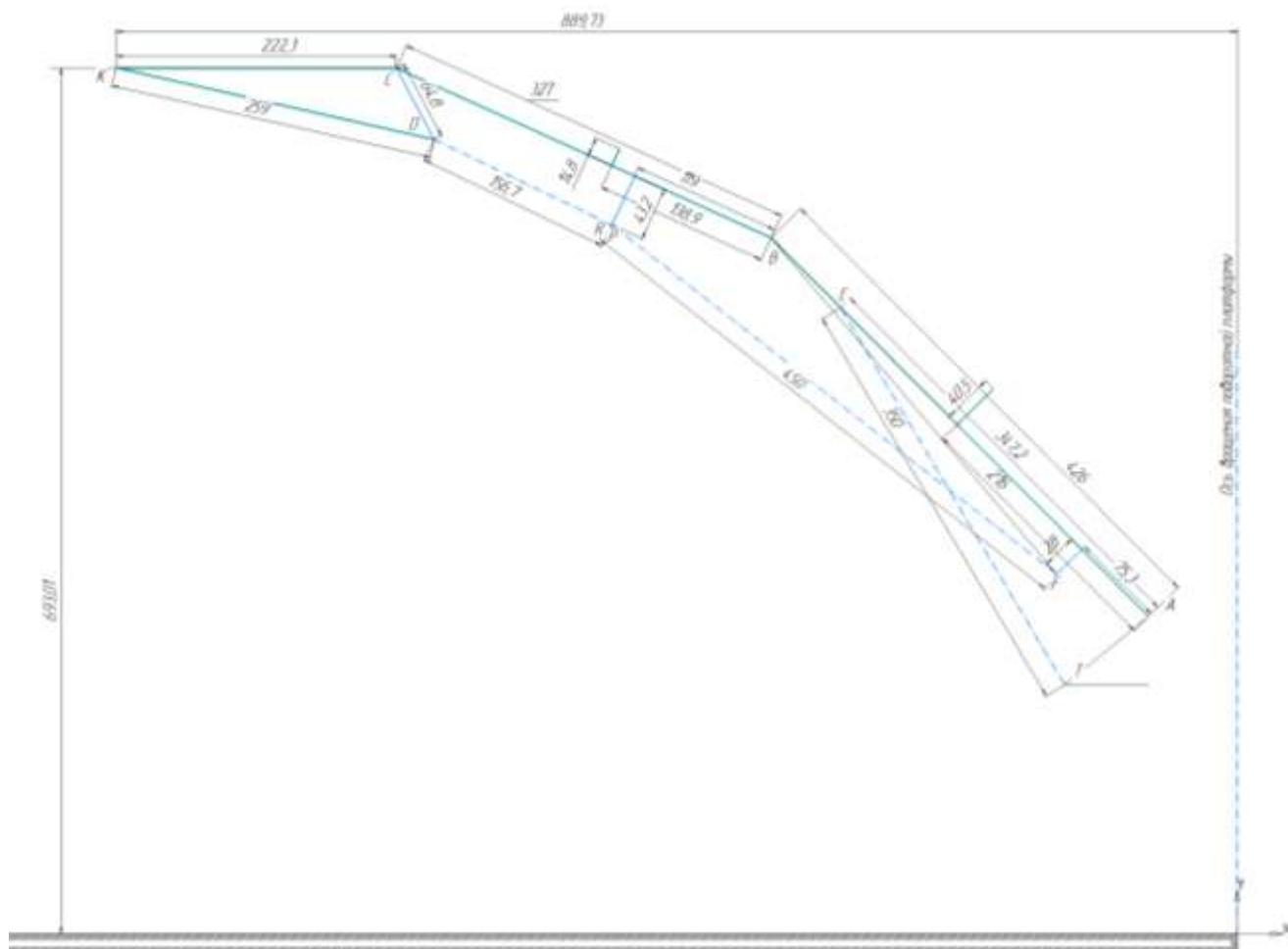


Рисунок 2.2 – Схема рабочего оборудования для доказательства адекватности математической модели

2.3. Математическая модель определения усилий при копании

2.3.1. Особенности рабочего процесса гидравлического экскаватора и расчета усилий

Процесс копания гидравлического экскаватора определяется работой гидроцилиндров поворота ковша, рукояти и стрелы. Наименьшие энергозатраты достигают копанием поворотом ковша относительно шарниров «ковш-рукоять»

(т. С, см. рис. 2.1) [84], при этом гидроцилиндры поворота стрелы и рукояти работают в тормозном режиме, удерживая стрелу и рукоять от перемещений. При превышении в гидроцилиндрах величины давления настройки предохранительных клапанов начинается перемещение штоков соответствующих гидроцилиндров и поворот стрелы или рукояти.

Наибольшее усилие копания, которое может быть реализовано на зубьях ковша определяется не только усилием гидроцилиндра ковша, но работой гидроцилиндров стрелы и рукояти [11]. Такая особенность затрудняет определение усилий копания.

Для расчета наибольшего усилия копания нами использован алгоритм поиска возможного решения. Вначале поиска на зубьях ковша задается очень большое значение касательной составляющей усилия сопротивления копанию P_{01} , заведомо большее усилия копания рассматриваемого экскаватора. По заданному P_{01} определяют усилия на штоках гидроцилиндров стрелы $F_{цс}$, рукояти $F_{цр}$ и ковша $F_{цк}$. Усилия на штоках сравнивают со значениями усилий при срабатывании предохранительных клапанов. Причем, при положительных расчетных значениях сравнение выполняют с усилиями, определенными по давлению в поршневой полости, а при отрицательных – в штоковой полости гидроцилиндра. В случае срабатывания предохранительного клапана уменьшают P_{01} и расчеты повторяют до тех пор, пока усилия на штоках всех гидроцилиндров не будут меньше усилий при срабатывании предохранительных клапанов [10, 87].

2.3.2. Усилия на штоках гидроцилиндров

Усилие на штоках гидроцилиндров стрелы определяется по условию равновесия относительно шарнира А

$$\sum M_A = 0$$

$$G_c(x_{цс} - x_A) + G_p(x_{цр} - x_A) + G_k(x_{цк} - x_A) + G_{цс} \left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A \right) + G_{цр} \left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A \right) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A \right) + P_y(x_k - x_A) + P_x(y_k - y_A) - F_{цс} \cdot L_{AT} \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c) = 0 \quad (2.46)$$

где

$P_x = -P_{01} \cos \psi - P_{02} \sin \psi$ - проекция на ось x усилия сопротивления копания;

$P_y = -P_{01} \sin \psi + P_{02} \cos \psi$ - проекция на ось y усилия сопротивления копания.

$$F_{\text{цс}} = \frac{G_c(x_{\text{цтс}} - x_A) + G_p(x_{\text{цтп}} - x_A) + G_k(x_{\text{цтк}} - x_A) + G_{\text{цс}}\left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A\right) + G_{\text{цп}}\left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A\right) + G_{\text{цк}}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A\right) + P_y(x_k - x_A) + P_x(y_k - y_A)}{L_{AT} \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c)} \quad (2.47)$$

Усилие на штоках гидроцилиндров рукояти определяется по условию равновесия относительно шарнира В. К шарниру В, кроме усилия в штоке, приложим также половину силу тяжести гидроцилиндра рукояти:

$$G_p(x_{\text{цтп}} - x_B) + G_k(x_{\text{цтк}} - x_B) + G_{\text{цк}}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B\right) + P_y(x_k - x_B) + P_x(y_k - y_B) + 0,5G_{\text{цп}}(x_P - x_B) - F_{\text{цп}} \cdot L_{BP} \sin \angle FPB = 0$$

$$F_{\text{цп}} = \frac{G_p(x_{\text{цтп}} - x_B) + G_k(x_{\text{цтк}} - x_B) + G_{\text{цк}}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B\right) + P_y(x_k - x_B) + P_x(y_k - y_B) + 0,5G_{\text{цп}}(x_P - x_B)}{L_{BP} \sin \angle FPB}, \quad (2.48)$$

Усилие на штоках гидроцилиндров ковша определяется по условию равновесия относительно шарнира С. К шарниру С, кроме усилия в штоке, приложим также половину силу тяжести гидроцилиндра ковша

$$G_k(x_{\text{цтк}} - x_C) + P_y(x_k - x_C) + P_x(y_k - y_C) - 0,5G_{\text{цк}}(x_D - x_C) - F_{\text{цк}} \cdot L_{CD} \sin \angle RDC = 0$$

$$F_{\text{цк}} = \frac{G_k(x_{\text{цтк}} - x_C) + P_y(x_k - x_C) + P_x(y_k - y_C) - 0,5G_{\text{цк}}(x_D - x_C)}{L_{CD} \sin \angle RDC}, \quad (2.49)$$

2.3.3. Реакции в шарнирах

Сумма проекций на оси координат

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0 \quad (2.50)$$

$$R_{Ax} + F_{\text{иц}} \cos \varphi_c + P_x = 0 \quad (2.51)$$

$$R_{Ay} + F_{\text{иц}} \sin \varphi_c + P_y - G_k - G_p - G_c - G_{\text{ицк}} - G_{\text{ицп}} - 0,5G_{\text{иц}} = 0 \quad (2.52)$$

Откуда

$$R_{Ax} = -F_{\text{иц}} \cos \varphi_c - P_x, \quad (2.53)$$

$$R_{Ay} = -F_{\text{иц}} \sin \varphi_c - P_y + G_k + G_p + G_c + G_{\text{ицк}} + G_{\text{ицп}} + 0,5G_{\text{иц}}, \quad (2.54)$$

Реакция шарнира А

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}, \quad (2.55)$$

Сумма проекций на оси координат

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0$$

$$R_{Bx} + F_{\text{ицп}} \cos \varphi_p + P_x = 0 \quad (2.56)$$

$$R_{By} + F_{\text{ицп}} \sin \varphi_p + P_y - G_k - G_p - G_{\text{ицк}} - 0,5G_{\text{ицп}} = 0 \quad (2.57)$$

Откуда

$$R_{Bx} = -F_{\text{ицп}} \cos \varphi_p - P_x, \quad (2.58)$$

$$R_{By} = -F_{\text{ицп}} \sin \varphi_p - P_y + G_k + G_p + G_{\text{ицк}} + 0,5G_{\text{ицп}}, \quad (2.59)$$

Реакция шарнира В

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}, \quad (2.60)$$

Сумма проекций на оси координат

$$\sum F_{Cx} = 0; \sum F_{Cy} = 0 \quad (2.61)$$

$$R_{Cx} + F_{\text{ицк}} \cos \varphi_k + P_x = 0 \quad (2.62)$$

$$R_{Cy} + F_{\text{ицк}} \sin \varphi_k + P_y - G_k - 0,5G_{\text{ицк}} = 0 \quad (2.63)$$

Откуда

$$R_{Cx} = -F_{\text{ицк}} \cos \varphi_k - P_x, \quad (2.64)$$

$$R_{Cy} = -F_{\text{ицк}} \sin \varphi_k - P_y + G_k + 0,5G_{\text{ицк}}, \quad (2.65)$$

Реакция шарнира С

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2}. \quad (2.66)$$

2.3.4. Учет в математической модели ограничением по устойчивости экскаватора

В разделе 2.3 приведены выражения для определения возможных усилий на зубьях ковша при копании поворотом ковша и показано, что алгоритм поиска возможного значения учитывает ограничения по максимальным усилиям в гидроцилиндрах стрелы и рукояти [11]. Наряду с такими ограничениями при копании необходимо учитывать условие устойчивости экскаватора.

При копании возможны ситуации, при которых произойдет отрыв части гусениц от почвы забоя – поворот гусеничной тележки вместе платформой относительно опорных катков, ближних к забою. Такое перемещение ограничивает усилие на зубьях ковша при копании – усилия штоков гидроцилиндров смогли бы обеспечить большее усилие, но смещение рабочего оборудования при повороте платформы не позволяют этого.

Опрокидывающий момент при копании относительно опорных катков ходового механизма вызывают силы тяжести со стороны рабочего оборудования и усилия копания, а удерживающий момент - равнодействующая сил тяжести поворотной платформы (без рабочего оборудования) и ходовой тележки [79, 85].

В алгоритм поиска возможного максимального усилий на зубьях ковша одновременно с проверкой ограничений по усилиям на штоках гидроцилиндров, необходимо ввести и ограничение устойчивости экскаватора.

Схема к определению устойчивости экскаватора на рис. 2.4.

Условие равновесия относительно точки опорного катка Ц определяется по известному [31, 64] выражению

$$M_{уд} = M_{опр}, \quad (2.67)$$

где $M_{уд}$, $M_{опр}$ – удерживающий и опрокидывающий моменты.

$$M_{уд} = G_{шт} \cdot (x_{т.шт} + x_ч); \quad (2.68)$$

$$\begin{aligned}
M_{\text{опр}} = & G_c(x_{\text{итс}} - x_{\text{ч}}) + G_p(x_{\text{итр}} - x_{\text{ч}}) + G_k(x_{\text{итк}} - x_{\text{ч}}) + G_{\text{ис}}\left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_{\text{ч}}\right) + \\
& + G_{\text{ип}}\left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_{\text{ч}}\right) + G_{\text{ик}}\left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_{\text{ч}}\right) + P_y(x_k - x_{\text{ч}}) + P_x(y_k - y_A) - \\
& - F_{\text{ис}} \cdot L_{AT} \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c), \tag{2.69}
\end{aligned}$$

где $P_x = -P_{01} \cos \psi - P_{02} \sin \psi$ - проекция на ось x усилия сопротивления копания;

$P_y = -P_{01} \sin \psi + P_{02} \cos \psi$ - проекция на ось y усилия сопротивления копания [28].

Полученные выражения предназначены для использования при определении усилия копания в пределах рабочей зоны в качестве четвертого условия проверки [86].

После определения усилия на зубьях ковша по условиям, чтобы усилия на штоках гидроцилиндрах не превышали допустимые значения (усилия при срабатывании предохранительных клапанов), дополнительно проверяется условие $M_{\text{уд}} \geq M_{\text{опр}}$. В случае, если условие не выполняется, то снижается усилие на зубьях ковша до тех пор, пока условие не начнет выполняться.

2.3.5. Алгоритм определения границ рабочей зоны

Алгоритм расчета границ рабочей зоны и усилий в точках внутри зоны включает три цикла и организован следующим образом:

- во внешнем первом цикле происходит изменение расстояния между точками TE (см. рис. 2.1) путем выдвижения штоков гидроцилиндров поворота стрелы от минимального (штоки гидроцилиндров стрелы полностью втянуты) до максимального значений (штоки гидроцилиндров стрелы полностью выдвинуты);

- во втором цикле для каждого значения расстояний TE изменяется значение отрезка FP от минимально возможного значения (штоки гидроцилиндров рукояти полностью втянуты) до максимально возможного значения (штоки гидроцилиндров рукояти полностью выдвинуты);

- в третьем цикле для каждого значения расстояний TE и FP изменяется значение отрезка RD от минимально возможного значения (штоки

гидроцилиндров ковша полностью втянуты) до максимально возможного значения (штоки гидроцилиндров ковша полностью выдвинуты) [86].

Значения отрезков TE , FP , RD в модели обозначены соответственно $L_{цс}$, $L_{цр}$, $L_{цк}$ и используются в выражениях для расчета координат рабочей зоны, характерных точек расчетной схемы, усилий на зубьях коша и в элементах рабочего оборудования (см. п. 2.2).

В алгоритм включен четвертый цикл поиска допустимого решения при расчете возможного усилия копания внутри рабочей зоны. Перед циклом задается касательная составляющая усилия сопротивления копанию P_{01} , заведомо большая возможного усилия копания рассматриваемого экскаватора. По P_{01} определяют усилия на штоках гидроцилиндров стрелы $F_{цс}$, рукояти $F_{цр}$ и ковша $F_{цк}$. Усилия на штоках сравнивают со значениями максимальных усилий гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша при срабатывании предохранительных клапанов. В случае превышения значений максимальных усилий гидроцилиндров любого из расчетных значений $F_{цс}$, $F_{цр}$ или $F_{цк}$ уменьшается усилие P_{01} , и расчеты повторяют до тех пор, пока заданные усилия на штоках всех гидроцилиндров не будут больше расчетных усилий или равны им [87].

После определения усилий копания по максимальным усилиям гидроцилиндров проводится проверка по устойчивости по выражениям п. 2.4. В случае $M_{опр} > M_{уд}$ также уменьшается усилие копания.

Математическая модель и алгоритм реализованы программой для ЭВМ на алгоритмическом языке *Visual Basic for Application*. Объем программы ~3000 строк.

В программе реализован вывод результатов в табличной форме с дублированием на графики (рис. 2.3) и в виде рисунка, на котором в масштабе изображается схема экскаватора и рабочая зона с возможными усилиями копания (рис. 2.4).

Значения текущих координат точек расчетной схемы, усилий на штоках гидроцилиндров и в шарнирах рабочего оборудования выводятся в таблицу и для наглядности отображаются на диаграммах.

На рис. 2.4 приведены диаграммы для нескольких траекторий копания. Из диаграмм видно, что усилия в процессе работы меняются в широких пределах, причем лимитирующими значениями усилия копания могут быть допустимые усилия, как на штоках гидроцилиндров ковша, а также рукояти и стрелы [28]. Численные значения параметров при расчетах использованы для экскаватора ЭГ-110 с ковшем вместимостью 5.5 м^3 [84].

2.3.6. Результаты расчета усилий для базовой модели ЭГ-110

Таблица 2.4 – Результаты расчета усилий

№ траектории.	Координаты точки, м		Усилия на штоках, кН			Усилия в шарнирах, кН						Усилия копания P_{01} , кН
	X_k	Y_k	стрелы	рукояти	ковша	A_x	A_y	B_x	B_y	C_x	C_y	
1	6.02	-1.28	-32	1279	1585	-260	440	-1565	288	-1018	1683	290.5
1	6.99	-1.11	600	2104	1595	-940	-59	-2537	96	-1000	1608	434.2
1	7.62	-0.70	2375	2253	1590	-2401	-1159	-2646	-60	-913	1470	452.0
1	8.08	-0.12	3861	1895	1468	-3510	-2014	-2143	-106	-739	1290	381.0
1	8.33	0.64	3874	1158	1136	-3347	-1939	-1233	5	-497	1044	223.7
2	7.69	-0.54	1298	1500	1590	-1368	-371	-1769	142	-1438	1258	268.0
2	8.55	-0.05	3119	2364	1598	-2991	-1535	-2715	-102	-1395	1203	408.8
2	9.01	0.55	3874	1702	989	-3434	-1923	-1861	-43	-782	776	252.4
2	9.24	1.24	3875	1298	786	-3331	-1884	-1354	22	-556	653	167.1
2	9.22	2.04	3865	1138	869	-3263	-1865	-1134	45	-575	709	143.7
3	9.17	0.92	3132	1923	1599	-2862	-1442	-2123	-94	-1716	644	240.0
3	9.77	1.70	3868	1748	783	-3368	-1858	-1835	-94	-799	423	167.1
3	9.97	2.44	3867	1558	626	-3302	-1840	-1581	-53	-585	385	123.6
3	9.92	3.17	3870	1510	663	-3264	-1840	-1493	-45	-579	400	116.4
3	9.59	3.90	3869	1540	871	-3213	-1850	-1473	-60	-728	456	138.1
4	7.17	1.53	1849	1434	1597	-1190	-1305	-1513	-490	-1555	1079	260.1
4	7.96	2.12	3794	2236	1602	-2232	-3180	-2276	-1074	-1504	1031	400.7
4	8.34	2.77	3871	1662	1025	-2088	-3214	-1592	-763	-874	699	254.9
4	8.49	3.49	3870	1451	961	-1998	-3202	-1317	-649	-744	659	210.6
4	8.37	4.28	3869	1388	1189	-1920	-3213	-1184	-630	-863	769	219.2
5	8.33	2.95	3156	1577	1590	-1791	-2504	-1559	-663	-1729	514	232.9
5	8.88	3.77	3873	1642	952	-2063	-3174	-1527	-747	-990	392	206.4
5	9.02	4.51	3863	1555	824	-1985	-3164	-1379	-701	-789	368	177.5
5	8.91	5.24	3863	1589	932	-1923	-3179	-1346	-734	-829	389	190.5
5	8.53	5.94	3867	1813	1432	-1819	-3240	-1433	-905	-1202	482	276.3
6	8.99	4.92	3870	1800	1484	-2060	-3150	-1601	-902	-1585	-121	188.6
6	9.18	5.89	3876	1862	881	-1981	-3165	-1570	-948	-909	39	167.1
6	9.02	6.63	3874	2065	931	-1916	-3193	-1675	-1090	-895	39	196.3
6	8.64	7.26	3868	2650	1382	-1792	-3271	-2038	-1501	-1225	-42	314.8
6	8.03	7.76	1522	2176	1600	-484	-1313	-1519	-1303	-1318	-168	362.4
7	6.85	4.79	3441	1472	1594	-399	-3233	-949	-1134	-1751	242	221.5
7	7.25	5.69	3875	1581	996	-342	-3712	-920	-1272	-1051	240	208.5

7	7.27	6.44	3861	1658	981	-270	-3723	-891	-1362	-959	241	217.0
7	7.05	7.14	3875	1974	1337	-175	-3813	-962	-1706	-1208	247	302.4
7	6.57	7.77	2481	1862	1594	27	-2386	-794	-1575	-1364	287	318.0
8	7.18	6.59	3848	1521	1593	-354	-3667	-870	-1223	-1649	-331	198.3
8	7.26	7.57	3866	1758	1088	-270	-3728	-906	-1471	-1093	-137	217.0
8	7.02	8.29	3861	2321	1400	-162	-3825	-1083	-2057	-1298	-230	331.0
8	6.58	8.87	2330	2440	1598	68	-2287	-1016	-2149	-1367	-249	377.2
8	5.91	9.30	-524	1777	1592	343	558	-596	-1581	-1272	-314	362.4
9	6.80	8.64	3303	1689	1597	-240	-3127	-785	-1423	-1319	-904	179.3
9	6.50	9.57	3130	2745	1591	-93	-3100	-1128	-2511	-1278	-891	341.2
9	6.00	10.15	1190	3037	1591	171	-1145	-1126	-2751	-1166	-826	388.8
9	5.37	10.51	-1804	2681	1592	486	1814	-850	-2462	-1047	-868	421.3
9	4.58	10.65	-1885	1590	1128	384	2071	-463	-1314	-721	-518	257.5

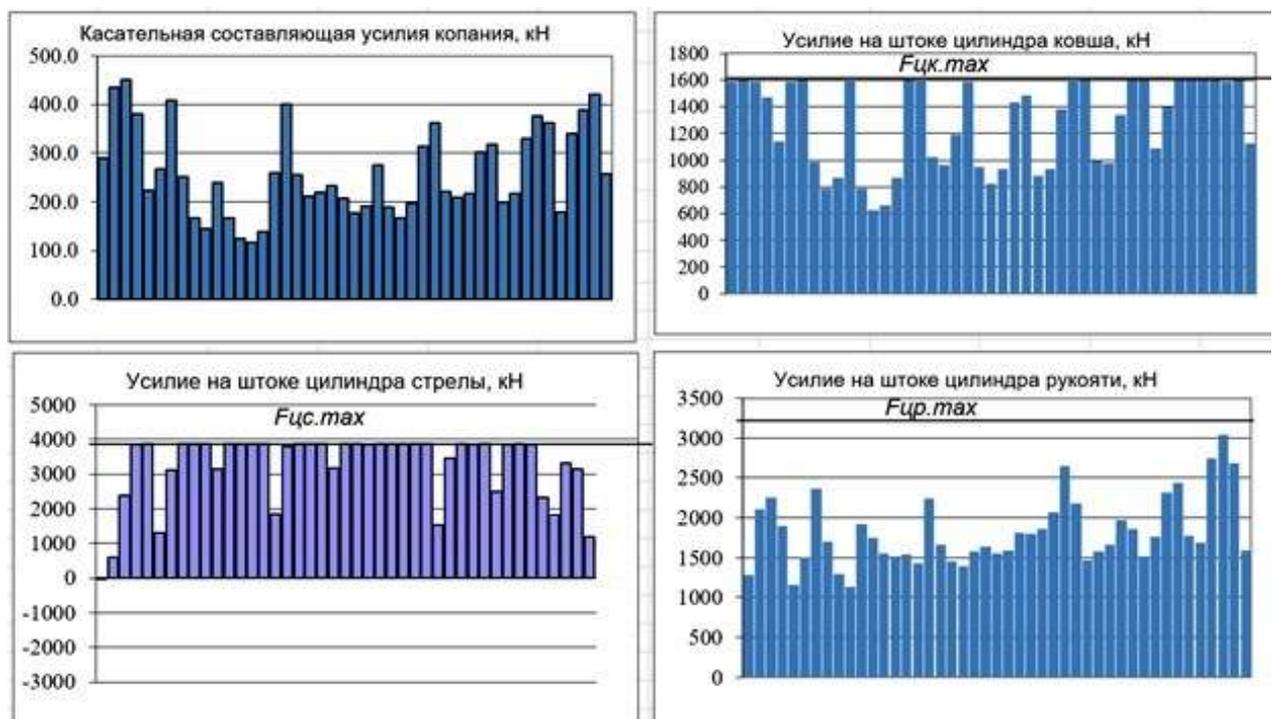
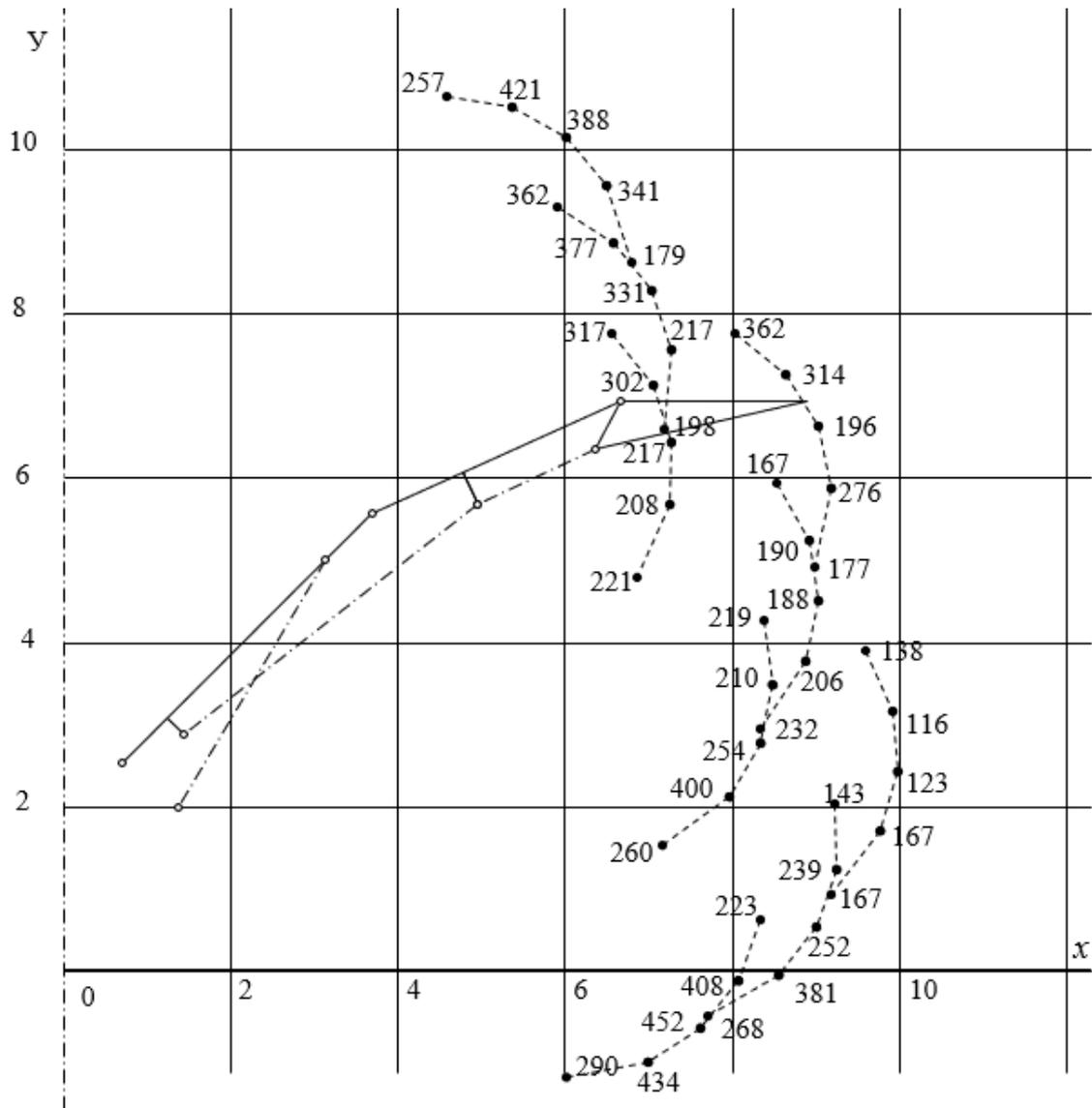


Рисунок 2.3 – Результаты расчета усилий

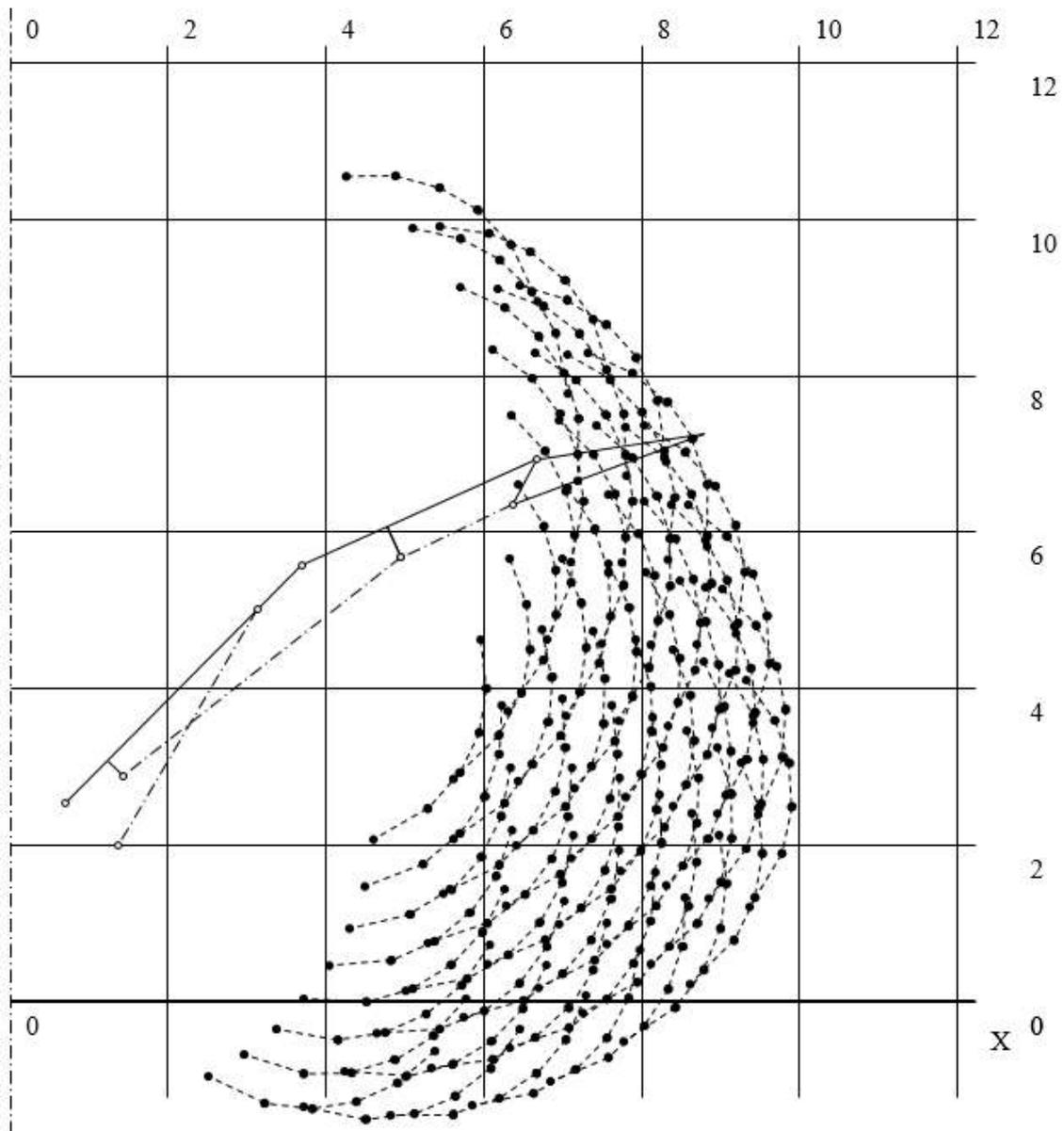
Приведенные графики показывают, что усилие копания на небольших участках рабочей зоны ограничиваются максимальными усилиями на штоках гидроцилиндров ковша, но в основном ограничиваются усилиями на штоках гидроцилиндров стрелы [30]. Если технологи потребуют увеличения усилий копания, то по результатам принимаются решения – на каких гидроцилиндрах увеличить максимальное усилие повышением давления или увеличением площади поршня.



$$L_{цс \min}=3,1 \text{ м}; L_{цс \max}=3,9 \text{ м}; L_{цр \min}=3,35 \text{ м}; L_{цр \max}=4,2 \text{ м};$$

$$L_{цк \min}=1,55 \text{ м}; L_{цк \max}=2,4 \text{ м};$$

Рисунок 2.4 – Результаты расчета траекторий и усилий на зубьях ковша в пределах рабочей зоны

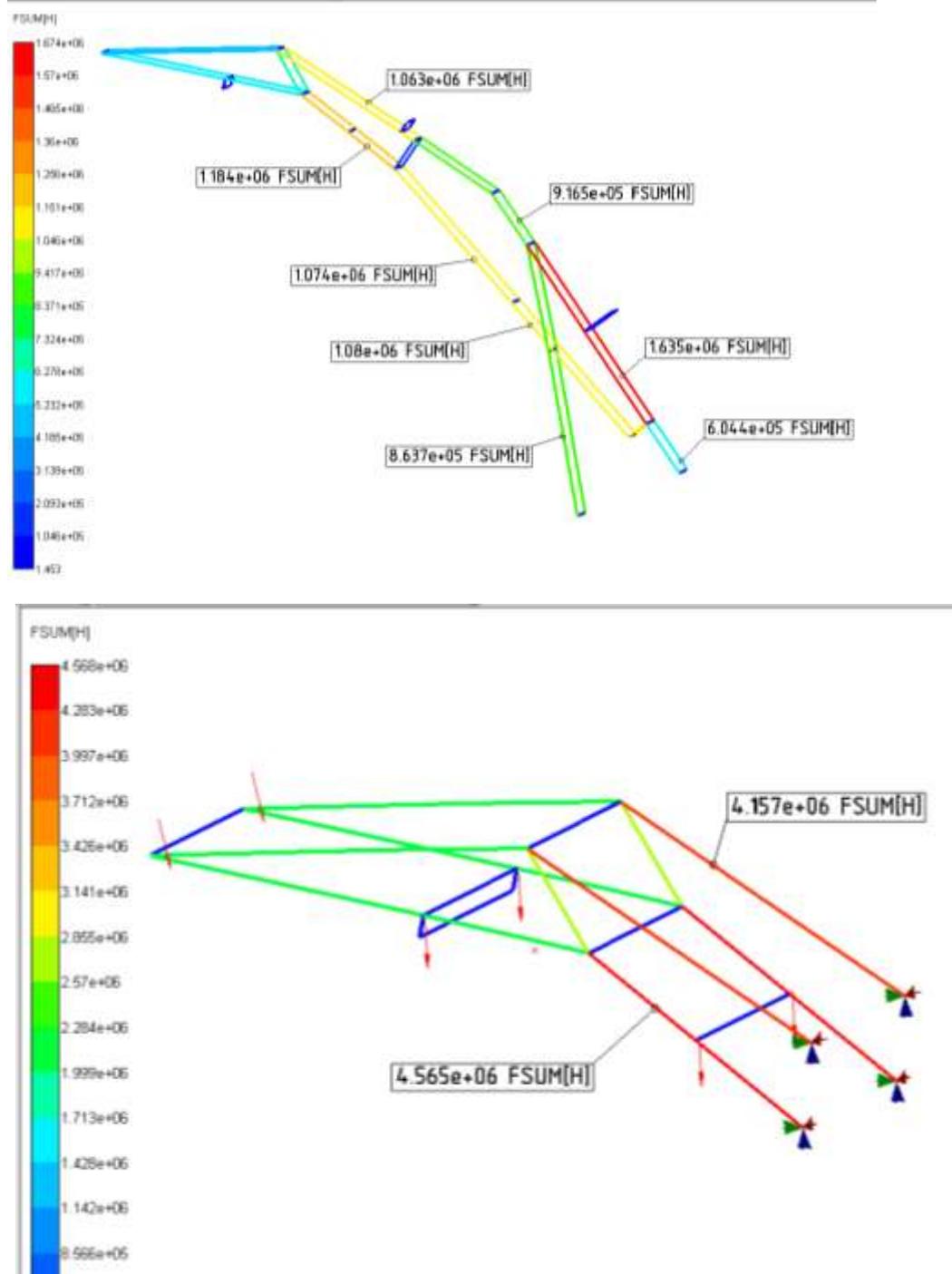


$L_{цс\ min}=3,1\ м$; $L_{цс\ max}=3,9\ м$; $L_{цр\ min}=2,5\ м$; $L_{цр\ max}=4,2\ м$; $L_{цк\ min}=1,55\ м$; $L_{цк\ max}=2,4\ м$;

Рисунок 2.5 – Вариант вывода результатов расчета рабочей зоны

2.3.7. Проверка адекватности математической модели расчета усилий

Для проверки адекватности модели составлена расчетная модель в модуле Structure 3D системы APM WinMachine, которая сертифицирована Госстроем и имеет разрешение для применения при расчетах сложных конструкций.



Реакция в пьете стрелы суммарная 1212 кН,
 проекции $R_x=257,3$ кН, $R_z=1184,8$ кН
 Реакция в опорах гидроцилиндра стрелы суммарная 1723 кН,
 проекции $R_x=-304,82$ кН, $R_z=1695,8$ кН

Рисунок 2.6 – Результаты расчета усилий

Выводы по п. 2.2-2.3:

1. Разработанная математическая модель и программа на алгоритмическом языке позволяют определять возможные усилия копания по максимальным усилиям на штоках гидроцилиндров и с учетом устойчивости экскаватора.

2. Разработанная математическая модель и программа для ЭВМ позволяют определять рабочую зону экскаватора, причем граница зоны уточняется по условиям обеспечения копания при расчетных значениях усилий.

3. По результатам расчета рабочей зоны конструкторы принимают решения по заданию ходов гидроцилиндров, по креплению гидроцилиндров к стреле, рукояти и ковшу. Так результаты на рис. 2.4 получены при минимальной длине между осями гидроцилиндров рукояти 3,35 м, а на рис. 2.5 – при 3,5 м. Изменение длины хода гидроцилиндров приводит к изменению границ рабочей зоны.

4. Разработанная математическая модель, алгоритм и программа позволяют выполнять анализ конструктивных параметров экскаватора. Так, на диаграммах видно, что в 4-х точках лимитирующими на усилие копания является максимальное усилие гидроцилиндра ковша $F_{цк.маx}$, в остальных точках - максимальное усилие гидроцилиндра стрелы $F_{цс.маx}$. Если значения расчетных усилий будут недостаточны для заполнения ковша, то нужно увеличивать давление лимитирующего гидроцилиндра. В рассмотренном варианте при необходимости повышения усилия копания необходимо увеличить давление в гидроцилиндре стрелы, так как от него в большей мере зависит усилие.

2.4. Математическая модель определения усилий при транспортировании ковша

При транспортировании ковша к месту выгрузки и обратно в забой продолжают действовать силы тяжести, к ним добавляются силы инерции и центробежные силы от поворотного движения платформы [11].

Центробежные силы вычисляются по известным выражениям по радиусу от оси вращения и скорости поворотного движения

$$F_{цб.i} = m_i \cdot \omega_i^2 \cdot x_i^2, \quad (2.70)$$

где m_i – масса i -го элемента рабочего оборудования;

ω_i – текущее значение угловой скорости поворота платформы;

x_i – расстояние по горизонтали от оси вращения до центра тяжести i -го элемента рабочего оборудования.

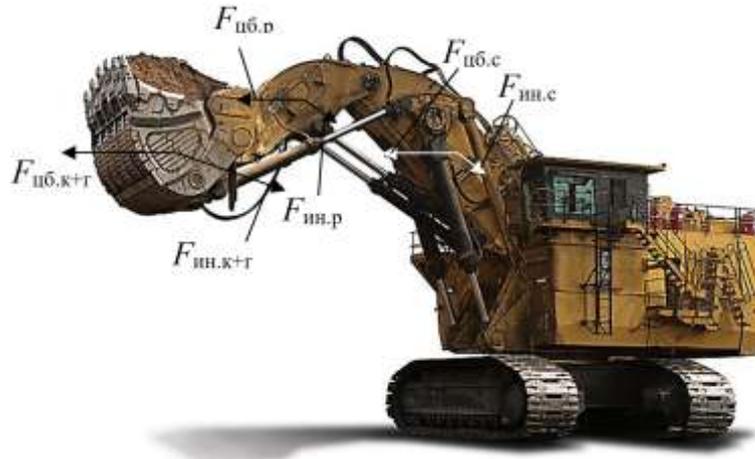


Рисунок 2.6 – Действие при повороте усилий

Инерционные силы вычисляются по известным выражениям по радиусу от оси вращения и скорости поворотного движения

$$F_{ин.i} = m_i \cdot \varepsilon_i \cdot x_i, \quad (2.71)$$

В настоящее время используется методика, при которой прорабатывается первый вариант конструкции рабочего оборудования, принимая параметры по подобию с существующими моделями [32, 33], для него, по требуемым усилиям копания, определяются усилия в шарнирах, кронштейнах, опорах стрелы, а затем выполняются расчеты напряжений для проверки прочности. Для элементов, не обеспечивающих условие прочности, вносятся конструктивные изменения, и повторяется расчет напряжений.

Разработке методик расчета усилий для гидравлических экскаваторов при копании посвящено большое число публикаций [28, 32-41]. Расчет в этих методиках выполняется по заданным усилиям на штоках гидроцилиндров поворота ковша, рукояти и стрелы. В [28] приведена математическая модель и алгоритм расчета усилий при копании в различных точках рабочей зоны. Методик же для расчета усилий при транспортировании с учетом поворотного движения

платформы нет, а потребность учета влияния поворотного движения на рабочее оборудование существует, так как при некоторых значениях нагрузки на элементы рабочего оборудования при транспортировании могут превысить нагрузки при копании.

При повороте платформы экскаватора с угловыми ускорениями ε_i , угловой скоростью ω_i на рабочее оборудование начинают действовать силы инерции $F_{ин,j,i}$ и центробежные силы $F_{цб,j,i}$. Инерционные силы действуют перпендикулярно плоскости, проходящей по осям стрелы и рукояти, на схеме к расчету по рис. 2.6 они показаны под углом к осям xOy . Центробежные силы действуют горизонтально.

Обозначения в формулах: для длин использование обозначения точек по краям отрезков, для углов – знак \angle с индексом из обозначений точек угла, для координат - символы x и y с индексами точки.

Инерционная сила, действующая на j -й элемент рабочего оборудования:

$$F_{ин,j} = m_j \cdot R_j \cdot \varepsilon_i, \quad (2.72)$$

где m_j – масса j -го элемента, для которого определяется усилие; R_j – расстояние по горизонтали от оси вращения платформы до j -й элемента.

Инерционные силы вызовут изгибающие моменты относительно шарниров A , B и C , которые можно пересчитать в пару сил в этих шарнирах и использовать в расчетах на прочность.

Центробежная сила, действующая на j -й элемент рабочего оборудования:

$$F_{цб,j} = m_j \cdot R_j \cdot \omega_i^2. \quad (2.73)$$

Одновременно с усилиями, возникающими от поворотного движения платформы, действуют силы тяжести элементов. Причем центробежные силы действуют в одной вертикальной плоскости с силами тяжести, инерционные же силы перпендикулярны этой плоскости.

Усилия на элементы рабочего оборудования от сил тяжести и центробежных сил определяются по условиям равновесия относительно шарниров [28, 37].

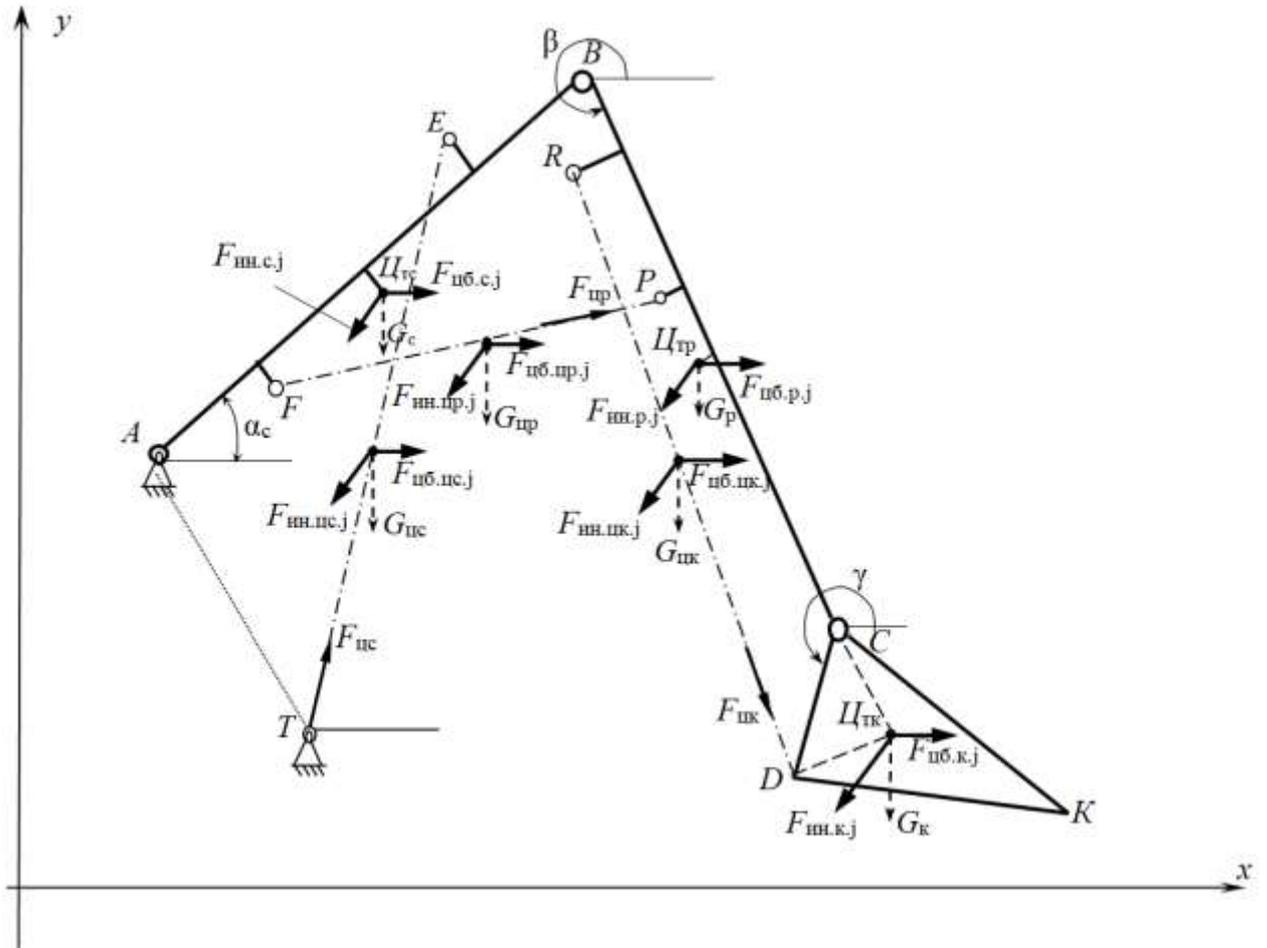


Рисунок 2.7 – Схема к расчету усилий при транспортировании ковша: $A, T, E, F, P, R, B, C, D$ – шарниры; K – вершина зуба ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TE, FP, RD – гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша; $G_c, G_p, G_k, G_{цс}, G_{цр}, G_{цк}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша; $Ц_{стр}, Ц_{ру}, Ц_{ков}$ – центр тяжести стрелы, рукояти и ковша; α_c, β, γ – углы наклона к горизонтали стрелы, рукояти, ковша; $F_{ин.с.ж}, F_{цб.с.ж}, F_{ин.р.ж}, F_{цб.р.ж}, F_{ин.к.ж}, F_{цб.к.ж}, F_{ин.цс.ж}, F_{цб.цс.ж}, F_{ин.цр.ж}, F_{цб.цр.ж}, F_{ин.цк.ж}, F_{цб.цк.ж}$ – инерционные и центробежные силы стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша [89]

Усилие на штоках гидроцилиндров стрелы относительно шарнира A :

$$F_{цс} = \frac{G_c(x_{цгс} - x_A) + G_p(x_{цтр} - x_A) + G_k(x_{цтк} - x_A) + G_{цс} \left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A \right) + G_{цр} \left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A \right) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A \right) + F_{цб.с}(y_{цгс} - y_A) + F_{цб.р}(y_{цтр} - y_A) + F_{цб.к}(y_{цтк} - y_A)}{L_{AT} \sin(\pi - \alpha_0 - \varphi_c)}$$

$$\frac{+ F_{цб.цс} \left(\frac{y_E + y_T}{2} - y_A \right) + F_{цб.цр} \left(\frac{y_F + y_P}{2} - y_A \right) + F_{цб.цк} \left(\frac{y_D + y_R}{2} - y_A \right)}{,} \quad (2.74)$$

где $F_{цб.с}$, $F_{цб.р}$, $F_{цб.к}$, $F_{цб.цс}$, $F_{цб.цр}$, $F_{цб.цк}$ – центробежная сила стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша;

Усилия на штоках гидроцилиндров рукояти определяются по условию равновесия относительно шарнира B . На шарнир B , кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести и сил инерции гидроцилиндра рукояти:

$$F_{цр} = \frac{G_p (x_{цтр} - x_B) + G_k (x_{цтк} - x_B) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B \right) + 0,5G_{цр} (x_P - x_B) - F_{цб.р} (y_B - y_{цтр}) - F_{цб.к} (y_B - y_{цтк}) - F_{цб.цк} \left(y_B - \frac{y_R + y_D}{2} \right) - 0,5F_{цб.цр} \left(y_B - \frac{y_F + y_P}{2} \right)}{L_{BP} \sin \angle FPB} \quad (2.75)$$

Усилия на штоках гидроцилиндров ковша определяются по условию равновесия относительно шарнира C . На шарнир C , кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести и центробежной силы гидроцилиндра ковша:

$$F_{цк} = \frac{G_k (x_{цтк} - x_C) - 0,5G_{цк} (x_D - x_C) - F_{цб.к} (y_{цтк} - y_C) - 0,5F_{цб.цк} \left(\frac{y_R + y_D}{2} - y_C \right)}{L_{CD} \sin \angle RDC} \quad (2.76)$$

Реакции в шарнире от сил тяжести и инерционных сил "пяты стрелы – платформа" (точка A):

$$R_{Ax} = F_{цс} \cos \alpha_c + F_{цб.с} + F_{цб.р} + F_{цб.к} + F_{цб.цр} + F_{цб.цк} + 0,5F_{цб.цс}; \quad (2.77)$$

$$R_{Ay} = -F_{цс} \sin \alpha_c - P_y + G_k + G_p + G_c + G_{цк} + G_{цр} + 0,5G_{цс}. \quad (2.78)$$

Реакции в шарнире "стрела – рукоять" (точка B):

$$R_{Bx} = -F_{цр} \cos \varphi_p - P_x; \quad (2.79)$$

$$R_{By} = -F_{цр} \sin \varphi_p - P_y + G_k + G_p + G_{цк} + 0,5G_{цр} [44]. \quad (2.80)$$

Реакции в шарнире "рукоять – ковш" (точка C):

$$R_{Cx} = -F_{цк} \cos \varphi_k - P_x; \quad (2.81)$$

$$R_{Cy} = -F_{цр} \sin \varphi_{\kappa} - P_y + G_{\kappa} + 0,5G_{цк}. \quad (2.82)$$

В представленные выше выражения входят координаты точек расчетной схемы, которые меняются в процессе транспортирования ковша. Кратчайшая траектория перемещения ковша в плоскости рабочего оборудования из точки окончания черпания в точку разгрузки представляет собой прямой отрезок. Для обеспечения движения ковша по такой траектории необходимо задавать по определенному графику скорости выдвижения штоков гидроцилиндров стрелы и рукояти, а гидроцилиндров ковша можно застопорить. Для расчета координат и графиков скоростей, требуемых для движения, приведена схема на рис. 2.8.

Исходными данными служат линейные размеры элементов рабочего оборудования, координаты траектории KS , скорость движения ковша по траектории v_{κ} , координаты точек крепления стрелы и цилиндра стрелы к поворотной платформе A, T .

Для расчета координат точек рассмотрим треугольник ABK . В нем известны координаты оси пяты A , текущие координаты точки K по мере перемещения по траектории NS .

Текущее расстояние между точками AK при движении ковша по траектории определяется по координатам точек:

$$AK = \sqrt{(x_A - x_K)^2 + (y_A - y_K)^2}. \quad (2.83)$$

Координаты точек стрелы определяются по углу ее наклона. По теоремам косинусов и синусов определяются углы треугольника ABK :

$$\angle_{KAB} = \arccos[(AK^2 + AB^2 - KB^2)/(2 \cdot AK \cdot AB)]; \quad (2.84)$$

$$\angle_{KAB} = \arccos[(AK^2 + AB^2 - KB^2)/(2 \cdot AK \cdot AB)]; \quad (2.85)$$

$$\angle_{ABK} = \arccos[(AB^2 + KB^2 - AK^2)/(2 \cdot AB \cdot KB)]. \quad (2.86)$$

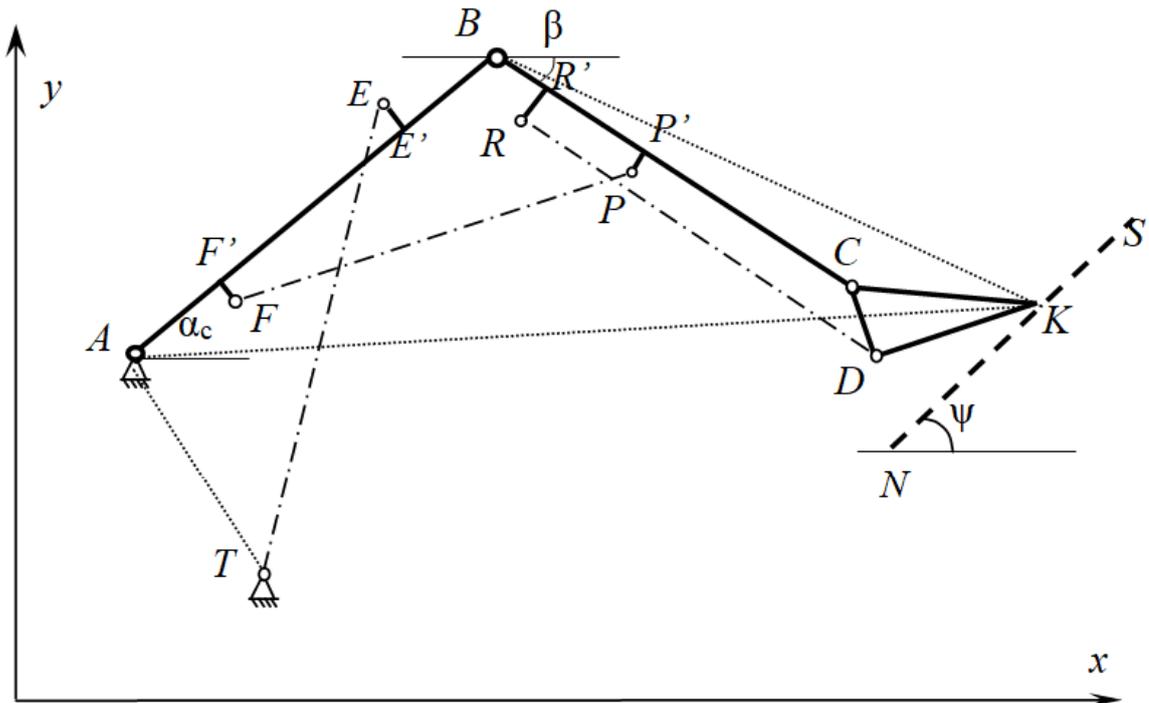


Рисунок 2.8 – Схема к расчету скоростей: K – вершина зуба ковша; KCD – схема ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TE , FP , RD – гидроцилиндры стрелы, рукояти и ковша, NS – траектория движения ковша

Наклон линии AK к оси x :

$$\angle_{AKx} = \arcsin[(y_K - y_A) / AK]. \quad (2.87)$$

Угол наклона стрелы AB к горизонту:

$$\alpha_c = \angle_{KAB} - \angle_{AKx}. \quad (2.88)$$

Координаты шарнира «стрела-рукоять» B :

$$x_B = x_A + AB \cos(\alpha_c); \quad (2.89)$$

$$y_B = y_A + AB \sin(\alpha_c). \quad (2.90)$$

Координаты точек проекций шарниров E и F на ось стрелы:

$$x_{F'} = x_A + AF' \cos(\alpha_c); \quad (2.91)$$

$$y_{F'} = y_A + AF' \sin(\alpha_c); \quad (2.92)$$

$$x_{E'} = x_A + AE' \cos(\alpha_c); \quad (2.92)$$

$$y_{E'} = y_A + AE' \sin(\alpha_c); \quad (2.94)$$

Координаты E и F :

$$x_F = x_{F'} - FF' \sin(\alpha_c); \quad (2.95)$$

$$y_F = y_{F'} + FF' \cos(\alpha_c); \quad (2.96)$$

$$x_E = x_{E'} - EE' \sin(\alpha_c); \quad (2.97)$$

$$y_E = y_{E'} + EE' \cos(\alpha_c). \quad (2.98)$$

Расстояние TE между осями цилиндра стрелы:

$$L_{\text{ц}} = \sqrt{(x_T - x_E)^2 + (y_T - y_E)^2}. \quad (2.99)$$

Координаты точек рукояти определяются по углу ее наклона к горизонту.

По треугольнику KBC :

$$\angle_{KBC} = \arccos[(KB^2 + BC^2 - CK^2)/(2 \cdot KB \cdot BC)]; \quad (2.100)$$

$$\angle_{CKB} = \arccos[(KB^2 + CK^2 - BC^2)/(2 \cdot KB \cdot CK)]. \quad (2.101)$$

Угол наклона оси рукояти к горизонту:

$$\beta = \pi - \alpha_c - \angle_{ABK} + \angle_{KBC}. \quad (2.102)$$

Координаты точек рукояти:

$$x_C = x_B + BC \cos(\beta); \quad (2.103)$$

$$y_C = y_B + BC \sin(\beta); \quad (2.104)$$

$$x_{R'} = x_B + BR' \cos(\beta); \quad (2.105)$$

$$y_{R'} = y_B + BR' \sin(\beta); \quad (2.106)$$

$$x_R = x_{R'} + RR' \sin(\beta); \quad (2.107)$$

$$y_R = y_{R'} + RR' \cos(\beta); \quad (2.108)$$

$$x_{P'} = x_B + BP' \cos(\beta); \quad y_{P'} = y_B + BP' \sin(\beta); \quad (2.109)$$

$$x_P = x_{P'} + PP' \sin(\beta); \quad y_P = y_{P'} + PP' \cos(\beta). \quad (2.110)$$

Расстояние между осями цилиндра стрелы:

$$L_{\text{цр}} = \sqrt{(x_P - x_F)^2 + (y_P - y_F)^2}. \quad (2.111)$$

Для расчета координаты D ковша определим углы треугольников BKx и DCK :

$$\angle_{BKx} = \arctg[(y_B - y_K)/(y_K - y_B)]; \quad (2.112)$$

$$\angle_{CKx} = \angle_{BKx} - \angle_{CKB}; \quad (2.113)$$

$$\angle_{CKD} = \arccos[(CK^2 + KD^2 - CD^2)/(2 \cdot CK \cdot KD)]; \quad (2.114)$$

$$\angle_{DKx} = \angle_{CKx} - \angle_{CKD}. \quad (2.115)$$

Координата точки D :

$$x_D = x_K - KD \cos(\angle_{DKx}); \quad (2.116)$$

$$y_D = y_K + KD \sin(\angle_{DKx}). \quad (2.117)$$

Расстояние между осями цилиндра ковша:

$$L_{\text{цк}} = \sqrt{(x_D - x_R)^2 + (y_D - y_R)^2}. \quad (2.118)$$

Поставленная задача определения управления по требуемым для удержания ковша на заданной траектории скоростям может быть решена по графикам скорости. Текущее значение скоростей движения штоков гидроцилиндров может определено численным дифференцированием изменений в процессе копания размеров гидроцилиндров.

Текущее значение скорости выдвижения штока при численном дифференцировании по известной формуле:

$$v_i = (L_i - L_{i-1}) / \Delta t, \quad (2.119)$$

где L_i, L_{i-1} – последующее и предыдущее значение расстояния, определенные через шаг интегрирования Δt .

По представленным выражениям разработан алгоритм и составлена программа на алгоритмическом языке для проведения исследований. Проведены расчеты для экскаватора ЭГ-110 при скорости движения ковша по траектории 1 м/с [29, 42]. Графики изменения скоростей приведены на рис. 2.9.

Таблица 2.5 – Результаты расчета усилий при транспортировании ковша [42]

№ траектории.	Координаты точки, м		Усилие на штоках, кН			Усилие в шарнирах, кН					
	Хк	Ук	стрелы	рукояти	ковша	А _х	А _у	В _х	В _у	С _х	С _у
1	6.02	-1.28	-32	1279	1585	-260	440	-1565	288	-1018	1683
1	6.99	-1.11	600	2104	1595	-940	-59	-2537	96	-1000	1608
1	7.62	-0.70	2375	2253	1590	-2401	-1159	-2646	-60	-913	1470
1	8.08	-0.12	3861	1895	1468	-3510	-2014	-2143	-106	-739	1290
1	8.33	0.64	3874	1158	1136	-3347	-1939	-1233	5	-497	1044
2	7.69	-0.54	1298	1500	1590	-1368	-371	-1769	142	-1438	1258
2	8.55	-0.05	3119	2364	1598	-2991	-1535	-2715	-102	-1395	1203
2	9.01	0.55	3874	1702	989	-3434	-1923	-1861	-43	-782	776
2	9.24	1.24	3875	1298	786	-3331	-1884	-1354	22	-556	653
2	9.22	2.04	3865	1138	869	-3263	-1865	-1134	45	-575	709
3	9.17	0.92	3132	1923	1599	-2862	-1442	-2123	-94	-1716	644
3	9.77	1.70	3868	1748	783	-3368	-1858	-1835	-94	-799	423
3	9.97	2.44	3867	1558	626	-3302	-1840	-1581	-53	-585	385
3	9.92	3.17	3870	1510	663	-3264	-1840	-1493	-45	-579	400
3	9.59	3.90	3869	1540	871	-3213	-1850	-1473	-60	-728	456
4	7.17	1.53	1849	1434	1597	-1190	-1305	-1513	-490	-1555	1079
4	7.96	2.12	3794	2236	1602	-2232	-3180	-2276	-1074	-1504	1031
4	8.34	2.77	3871	1662	1025	-2088	-3214	-1592	-763	-874	699
4	8.49	3.49	3870	1451	961	-1998	-3202	-1317	-649	-744	659
4	8.37	4.28	3869	1388	1189	-1920	-3213	-1184	-630	-863	769
5	8.33	2.95	3156	1577	1590	-1791	-2504	-1559	-663	-1729	514
5	8.88	3.77	3873	1642	952	-2063	-3174	-1527	-747	-990	392
5	9.02	4.51	3863	1555	824	-1985	-3164	-1379	-701	-789	368
5	8.91	5.24	3863	1589	932	-1923	-3179	-1346	-734	-829	389
5	8.53	5.94	3867	1813	1432	-1819	-3240	-1433	-905	-1202	482
6	8.99	4.92	3870	1800	1484	-2060	-3150	-1601	-902	-1585	-121
6	9.18	5.89	3876	1862	881	-1981	-3165	-1570	-948	-909	39
6	9.02	6.63	3874	2065	931	-1916	-3193	-1675	-1090	-895	39
6	8.64	7.26	3868	2650	1382	-1792	-3271	-2038	-1501	-1225	-42
6	8.03	7.76	1522	2176	1600	-484	-1313	-1519	-1303	-1318	-168
7	6.85	4.79	3441	1472	1594	-399	-3233	-949	-1134	-1751	242
7	7.25	5.69	3875	1581	996	-342	-3712	-920	-1272	-1051	240
7	7.27	6.44	3861	1658	981	-270	-3723	-891	-1362	-959	241
7	7.05	7.14	3875	1974	1337	-175	-3813	-962	-1706	-1208	247
7	6.57	7.77	2481	1862	1594	27	-2386	-794	-1575	-1364	287
8	7.18	6.59	3848	1521	1593	-354	-3667	-870	-1223	-1649	-331
8	7.26	7.57	3866	1758	1088	-270	-3728	-906	-1471	-1093	-137
8	7.02	8.29	3861	2321	1400	-162	-3825	-1083	-2057	-1298	-230
8	6.58	8.87	2330	2440	1598	68	-2287	-1016	-2149	-1367	-249
8	5.91	9.30	-524	1777	1592	343	558	-596	-1581	-1272	-314
9	6.80	8.64	3303	1689	1597	-240	-3127	-785	-1423	-1319	-904
9	6.50	9.57	3130	2745	1591	-93	-3100	-1128	-2511	-1278	-891
9	6.00	10.15	1190	3037	1591	171	-1145	-1126	-2751	-1166	-826
9	5.37	10.51	-1804	2681	1592	486	1814	-850	-2462	-1047	-868
9	4.58	10.65	-1885	1590	1128	384	2071	-463	-1314	-721	-518

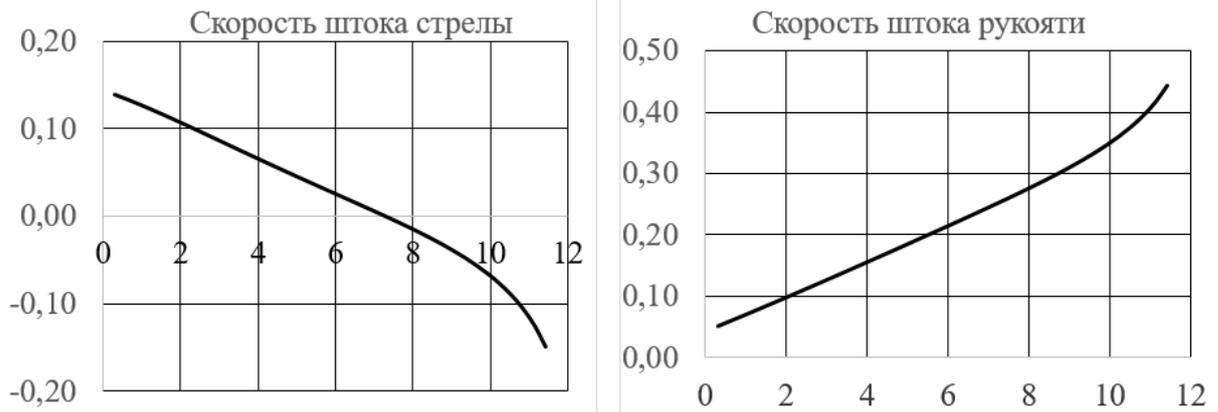


Рисунок 2.9 - Результаты расчета скоростей штоков стрелы и рукояти

Текущее положение зуба ковша определяется при численном интегрировании по времени скорости движения ковша

$$x_{к,i} = x_{к,i-1} + v_{к} \cdot \Delta t \cdot \cos \psi ; y_{к,i} = y_{к,i-1} + v_{к} \cdot \Delta t \cdot \sin \psi , \quad (2.120)$$

где $x_{к,i}$, $x_{к,i-1}$, $y_{к,i}$, $y_{к,i-1}$, - координаты последующего и положения зуба ковша на траектории, определенные через шаг интегрирования Δt , $v_{к}$ – скорость движения ковша вдоль траектории; ψ - угол наклона траектории [29, 42].

Выводы по п. 2.6:

1. Разработанная математическая модель и программа для ЭВМ позволяют определять усилия на штоках гидроцилиндров, в шарнирах при транспортировании ковша по заданной траектории.

2. Для экскаватора ЭГ-110 проведены расчеты усилий копания и усилий при транспортировании, выявлено, что реакции в пяте стрелы и шарнире «рукоять-стрела» от усилий при транспортировании на 5-30 % превышают реакции от усилий при копании.

2.5. Моделирование движения ковша по заданной траектории

2.5.1. Особенности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов

Гидравлические карьерные экскаваторы находят все большее распространение на открытых горных работах. Обычно копание происходит поворотом ковша соответствующим гидроцилиндром, но иногда требуется организовать работу в специфичных условиях. Например, чтобы не использовать бульдозеры, экскаватор должен обеспечить зачистку подошвы уступа, для чего зубья ковша должны двигаться по горизонтальной траектории. Еще одна специфическая область использования экскаваторов – это работы по рекультивации карьеров после их отработки [85]. При рекультивации необходимо выравнивать борта карьера, при этом ковш должен двигаться по наклонным прямолинейным траекториям.

При перемещении по заданным траекториям работают все гидроцилиндры, причем основное действие по перемещению ковша обеспечивают гидроцилиндры стрелы и рукояти, а цилиндр ковша только поддерживает требуемый угол наклона зубьев к траектории.

Для обеспечения процесса движения ковша по заданной траектории необходимо обеспечить управление гидроцилиндрами. Устанавливаемые для управления компьютеры и специальные распределители могут задавать любые требуемые скорости перемещения штоков.

2.5.2. Математическая модель определения скоростей движения штоков

Схема для получения выражений расчета скоростей перемещения штоков гидроцилиндров приведена на рис. 2.10. Линией КБ показана требуемая траектория движения ковша, ее наклон определяется углом ψ . С этой траекторией будет совпадать касательная составляющая усилий сопротивления копанию P_{01} .

При выводе выражений для определения скоростей выдвижения штоков дополнительно к исходным данным по параметрам экскаватора (табл. 2.1) приводятся (табл. 2.6).

Таблица 2.6 - Исходные данные для определения скоростей перемещения штоков

Наименование параметра	Обозначение на схеме	Значение для контрольного варианта
1. Координаты начальной точки траектории, м	$x_{\text{тр.н}}$	
	$y_{\text{тр.н}}$	
2. Угол наклона траекторией к горизонту	ψ	
3. Угол между траекторией и линией СК	$\angle_{\text{СКБ}}$	

При задании траектории копания отрезком с координатами начала ($x_{\text{тр.н}}$, $z_{\text{тр.н}}$) и конца ($x_{\text{тр.к}}$, $z_{\text{тр.к}}$), текущее положение зуба ковша определится по формулам численного интегрирования:

$$x_{K(i+1)} = x_{K(i)} + \Delta L \cdot \cos \psi, \quad (2.121)$$

$$y_{K(i+1)} = y_{K(i)} + \Delta L \cdot \sin \psi, \quad (2.122)$$

где $x_{K(i+1)}$, $y_{K(i+1)}$, $x_{K(i)}$, $y_{K(i)}$ – координаты последующей и предыдущей точки i -го отрезка заданной траектории, для первого отрезка траектории $x_{K(i)} = x_{\text{тр.н}}$, $y_{K(i)} = y_{\text{тр.н}}$, а для последнего отрезка траектории $x_{K(i+1)} = x_{\text{тр.к}}$, $y_{K(i+1)} = y_{\text{тр.к}}$;

ΔL – длина i -го отрезка заданной траектории;

ψ - угол наклона заданной траектории.

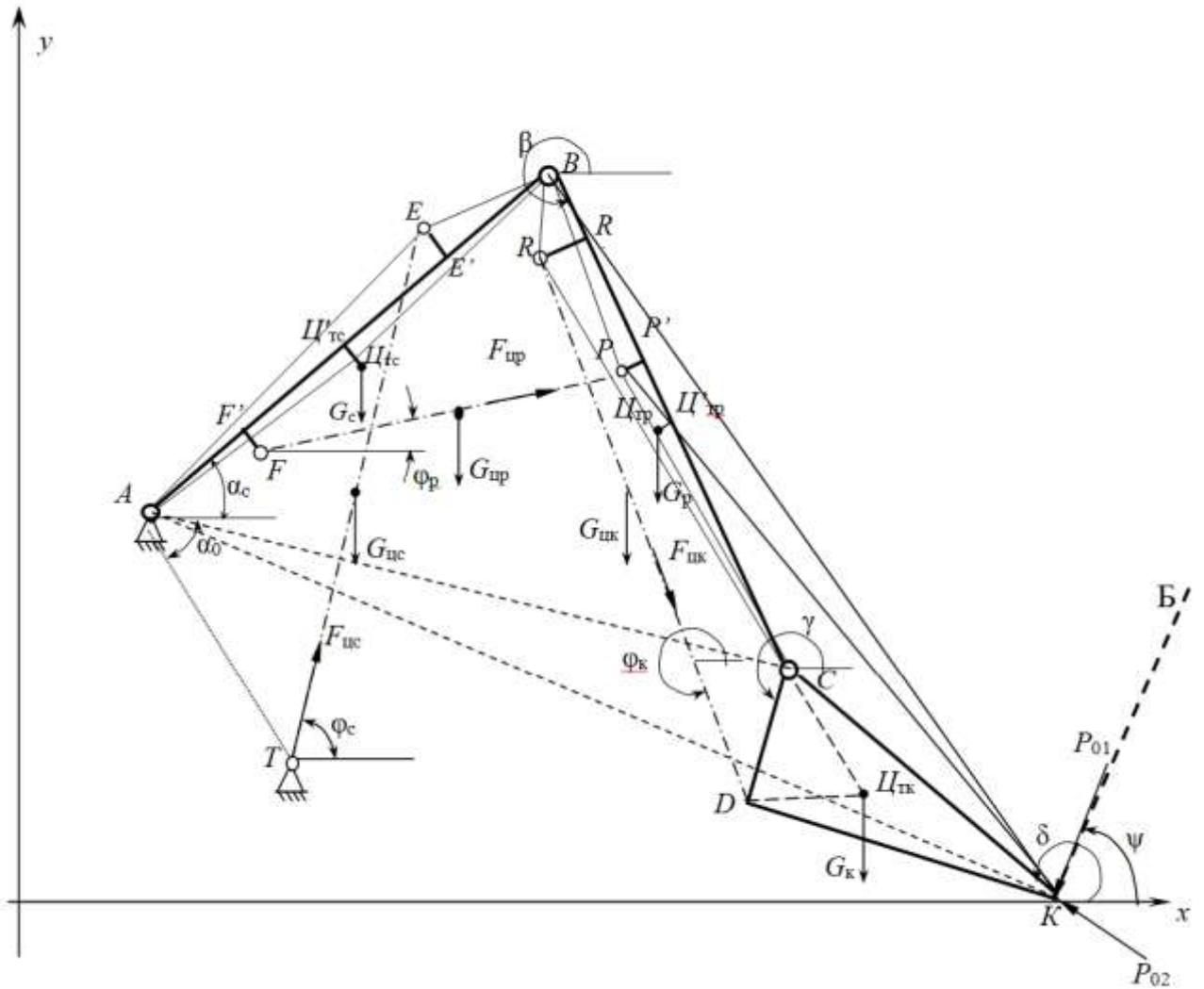


Рисунок 2.10 - Схема к расчету параметров

Длина i -го отрезка заданной траектории определяется численным интегрированием требуемой скорости движения ковша

$$\Delta L = V_k \cdot \Delta t, \quad (2.123)$$

где Δt , - шаг интегрирования по времени.

При задаваемых координатах траектории угол ее наклона:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{y_{\text{тр.к}} - y_{\text{тр.н}}}{x_{\text{тр.к}} - x_{\text{тр.н}}}, \quad (2.124)$$

Угол наклона линии СК к горизонту

$$\angle_{\text{СКх}} = \pi - \psi - \angle_{\text{СКБ}}, \quad (2.125)$$

Координаты шарнира С

$$x_C = x_K - CK \cdot \cos \angle_{\text{СКх}}; \quad (2.126)$$

$$y_C = y_K + CK \cdot \sin \angle_{CKx}. \quad (2.127)$$

Длина отрезка AC расчетной схемы

$$L_{AC}^2 = (x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2, \quad (2.128)$$

Угол между линией AB и линией BC

$$\angle_{ABC} = \arccos \frac{AB^2 + BC^2 - L_{AC}^2}{2 \cdot AB \cdot BC}, \quad (2.129)$$

Угол между линией, соединяющей шарнир A и зуб шарнир ковша C

$$\angle_{CAB} = \arccos \frac{L_{AC}^2 + AB^2 - BC^2}{2 \cdot L_{AC} \cdot AB}, \quad (2.130)$$

Угол наклона линии AC к горизонту

$$\angle_{ACx} = \operatorname{arctg} \frac{y_A - y_C}{x_C - x_A}, \quad (2.131)$$

Угол наклона стрелы AB к горизонту

$$\alpha_c = \angle_{CAB} - \angle_{ACx}. \quad (2.132)$$

Координаты оси шарнира "стрела-рукоять" (точка B) [87]:

$$x_B = x_A + AB \cdot \cos \alpha_c; \quad (2.133)$$

$$y_B = y_A + AB \cdot \sin \alpha_c. \quad (2.134)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр стрела-стрела" (точка E)

$$x_E = x_A + AE \cdot \cos(\alpha_c + \angle_{BAE}); \quad (2.135)$$

$$y_E = y_A + AE \cdot \sin(\alpha_c + \angle_{BAE}). \quad (2.136)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр рукояти-стрела" (точка F)

$$x_F = x_A + AF \cdot \cos(\alpha_c - \angle_{BAF}); \quad (2.137)$$

$$y_F = y_A + AF \cdot \sin(\alpha_c - \angle_{BAF}). \quad (2.138)$$

Координаты центра тяжести стрелы (точка Π_{TC})

$$x_{\Pi_{TC}} = x_A + A\Pi_{TC} \cdot \cos(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{TC}}); \quad (2.139)$$

$$y_{\Pi_{TC}} = y_A + A\Pi_{TC} \cdot \sin(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{TC}}). \quad (2.140)$$

Угол наклона рукояти к горизонту

$$\beta = \pi + \alpha_c + \angle_{ABC}, \quad (2.141)$$

Угол наклона линии СК к горизонту

$$\angle_{CKx} = \psi + \angle_{CKB}, \quad (2.142)$$

Угол наклона линии CD к горизонту [10]

$$\gamma = 2\pi - (\pi - \angle_{CKx}) - \angle_{DCK} = \pi + \angle_{CKx} - \angle_{DCK}, \quad (2.143)$$

Координаты оси шарнира " цилиндр ковша -ковш" (точка D)

$$x_D = x_C + CD \cdot \cos(\gamma); \quad (2.144)$$

$$y_D = y_C + CD \cdot \sin(\gamma). \quad (2.145)$$

Координаты оси шарнира " цилиндр ковша" (точка R)

$$x_R = x_B + BR \cdot \cos(\beta + \angle_{RBR'}); \quad (2.146)$$

$$y_R = y_B + BR \cdot \sin(\beta + \angle_{RBR'}). \quad (2.147)$$

Координаты оси шарнира " шток цилиндра рукояти-рукоять" (точка P)

$$x_P = x_B + BP \cdot \cos(\beta + \angle_{PBP'}); \quad (2.148)$$

$$y_P = y_B + BP \cdot \sin(\beta + \angle_{PBP'}). \quad (2.149)$$

Длина линии между осями шарниров цилиндра ковша (линия RD)

$$L_{цк}^2 = (x_D - x_R)^2 + (y_D - y_R)^2, \quad (2.150)$$

Длина линии между осями шарниров цилиндра рукояти (линия FP)

$$L_{цр}^2 = (x_P - x_F)^2 + (y_P - y_F)^2, \quad (2.151)$$

Длина линии между осями шарниров цилиндра стрелу (линия TE)

$$L_{цс}^2 = (x_E - x_T)^2 + (y_E - y_T)^2, \quad (2.152)$$

Координаты центра тяжести рукояти (точка Ц_{тр})

$$x_{Цтр} = x_B + BЦ_{тр} \cdot \cos(\beta + \angle_{BЦтрC}); \quad (2.153)$$

$$y_{Цтр} = y_B + BЦ_{тр} \cdot \sin(\beta + \angle_{BЦтрC}). \quad (2.154)$$

Координаты центра тяжести ковша (точка Ц_{тк})

$$x_{Цтк} = x_C + CЦ_{тк} \cdot \cos(\gamma + \angle_{DCЦтк}); \quad (2.155)$$

$$y_{Цтк} = x_C + CЦ_{тк} \cdot \sin(\gamma + \angle_{DCЦтк}). \quad (2.156)$$

2.5.3. Исследования зависимости скорости штоков от траекторий движения ковша

По представленным выражениям разработан алгоритм и составлена программа на алгоритмическом языке для проведения исследований. Вывод результатов предусмотрен в таблицу, на график и в виде рисунка расчетной схемы в масштабе. Проведены расчеты для экскаватора с ковшом $5,5 \text{ м}^3$ при скорости движения ковша по траектории 1 м/с . Результаты расчета в виде рисунка показаны на рис. 2.11, 2.12, 2.13, графики изменения скоростей на рис. 2.14, 2.15.

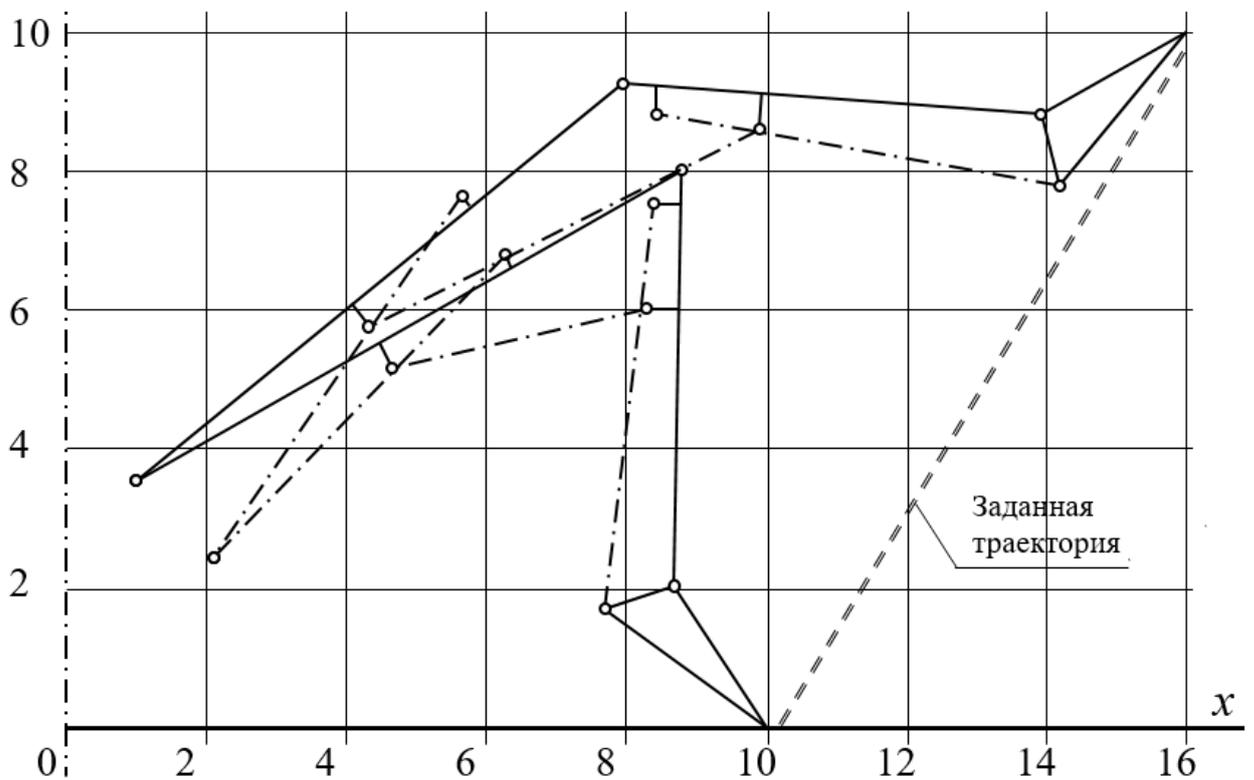


Рисунок 2.11 - Результаты расчета в виде рисунка (положения рабочего оборудования в начале и в конце траектории копания)

Таблица 2.7 - Исходные данные варианта расчета 1

Наименование параметра	Обозначение на схеме	Значение
Координаты начальной точки траектории, м	$X_{\text{трн}}$	7,0
	$Y_{\text{трн}}$	0,0
Длина траектории, м	$L_{\text{тр}}$	6,0
Угол наклона траектории к горизонтали, град	ψ	60,0
Угол между линией СК и траекторией, град	$\angle_{\text{СКБ}}$	120

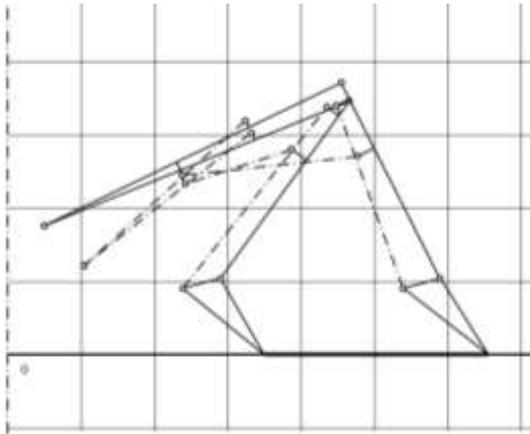


Рисунок 2.12 – Положения рабочего оборудования

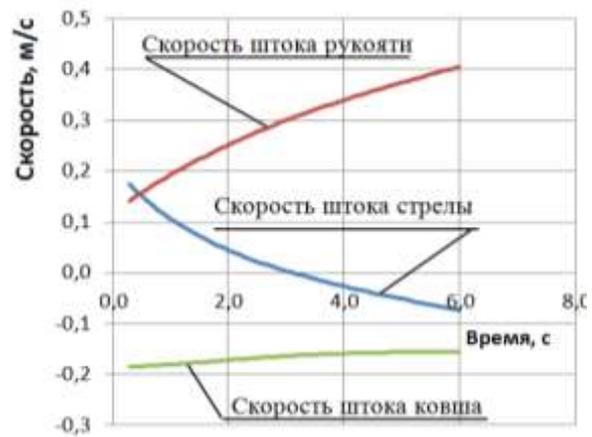


Рисунок 2.13 - Графики скоростей

Таблица 2.8 - Исходные данные варианта расчета 2

Наименование параметра	Обозначение на схеме	Значение
Координаты начальной точки траектории, м	$X_{\text{трн}}$	12,0
	$Y_{\text{трн}}$	1,0
Длина траектории, м	$L_{\text{тр}}$	8,0
Угол наклона траектории к горизонтали, град	ψ	60,0
Угол между линией СК и траекторией, град	$\angle_{\text{СКБ}}$	120

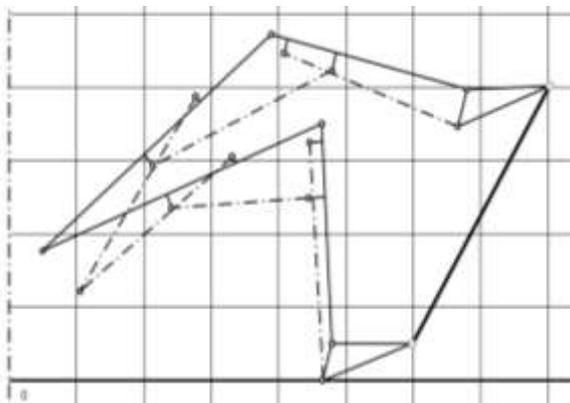


Рисунок 2.14 - Положения рабочего оборудования

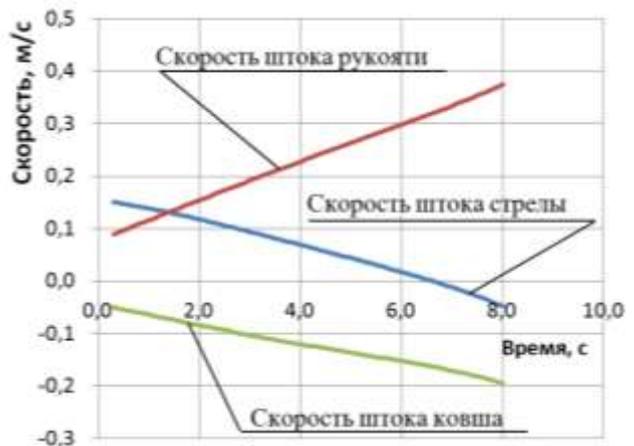


Рисунок 2.15 - Графики скоростей

2.6. Моделирование рабочего процесса копания крайним зубом

При копании в карьерах возможны варианты, когда при встрече не взорванного массива горной породы, усилие от гидроцилиндров рабочего оборудования передается через один зуб ковша. Наиболее неблагоприятный случай для нагруженности рабочего оборудования при передаче усилия на крайний зуб ковша. На ковше, рукояти и стреле от внецентренного приложения усилия возникает крутящий момент. Таким образом к действующим изгибающим моментам от усилий гидроцилиндров добавляются крутящие моменты от несимметричного нагружения ковша, что должно учитываться при расчетах на прочность и при подборе сечений элементов.

Методика при расчетах усилий в элементах рабочего оборудования в пределах рабочей зоны при равномерном нагружении всех зубьев ковша приведена в [39]. По усилиям на штоках гидроцилиндров приведенная в методике математическая модель обеспечивает определение возможных усилий на зубьях ковша в пределах рабочей зоны [28].

Схема к составлению математической модели при передаче усилий на массив породы через один крайний зуб приведена на рис. 2.16.

Усилие на зубе ковша определяется максимальными усилиями на штоках гидроцилиндров рабочего оборудования, и зависят от масс, линейных размеров и координат положения элементов рабочего оборудования, а также от положения в забое вершины зуба ковша, через который передается усилие на горную породу. Возможные усилия копания в пределах рабочей зоны определяются по выражениям п. 2.3.

При копании одной стороной ковша (крайним зубом) дополнительно к указанным при копании по выражениям п. 2.3 усилиям и реакциям появляются реакции в виде пары сил на шарнирные проушины от крутящего момента.

Крутящий момент на ковше от усилия копания P_0 , приложенного к крайнему зубу K :

$$M_{кр} = P_0 \times KK' \quad (2.157)$$

где KK' - ширина ковша по зубьям [85],

$$P_0 - \text{усилие копания, } P_0 = (P_{01}^2 + P_{02}^2)$$

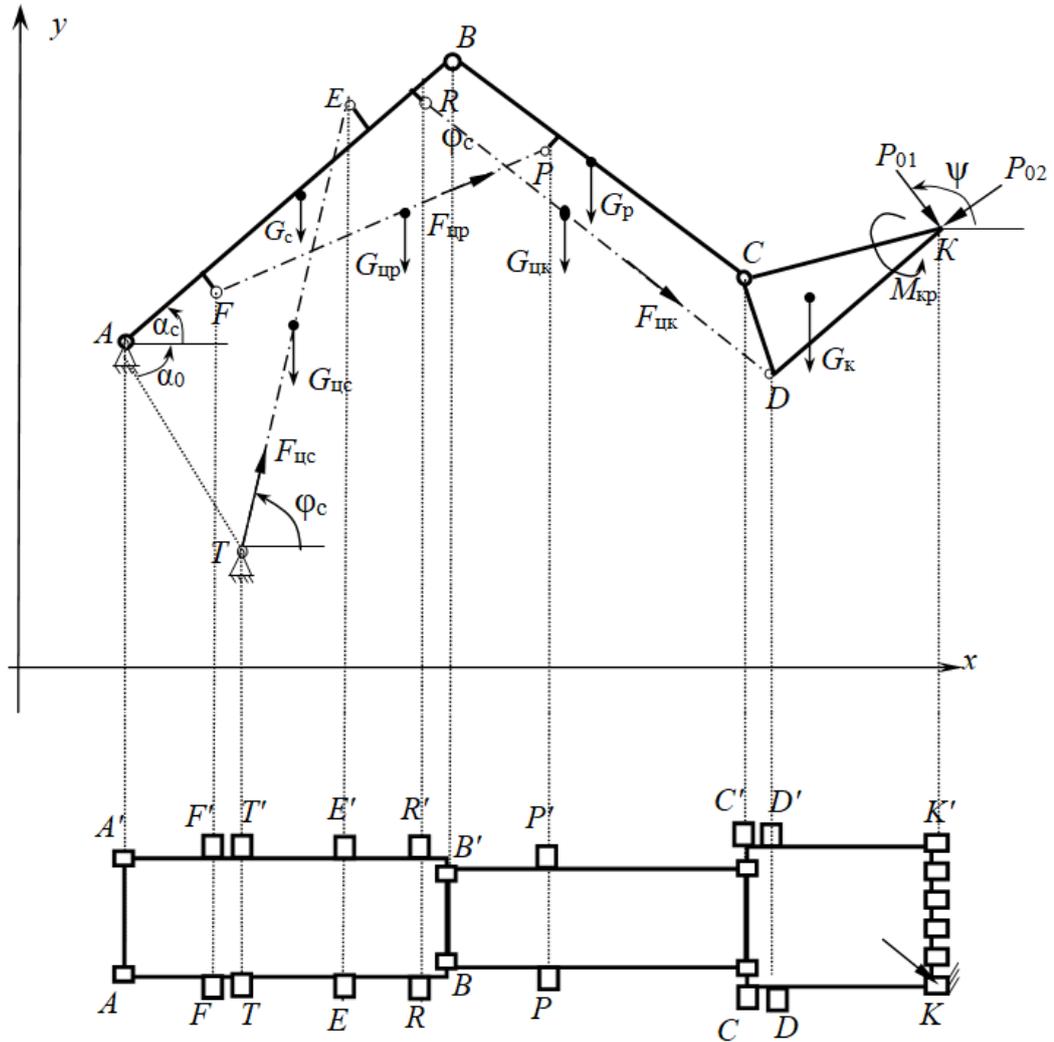


Рисунок 2.16 - Схема рабочего оборудования: $A, T, E, F, P, R, B, C, D$ – шарниры; K – вершина зуба ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TE, FP, RD – гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша; $G_c, G_r, G_k, G_{цс}, G_{цр}, G_{цк}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша стрелы, рукояти, ковша; $\alpha_c, \alpha_0, \varphi_c, \psi$ – углы

Этот крутящий момент воспринимается парой сил в шарнирах крепления ковша к рукояти CC' . Восприятие крутящего момента парами гидроцилиндров

можно не учитывать, ввиду податливости шарниров гидроцилиндров в плоскости действия крутящего момента.

Дополнительные от крутящего момента реакции в шарнире С

$$F_{с.Мкр} = M_{кр}/CC' \quad (2.158)$$

Дополнительные от крутящего момента реакции в шарнире В

$$F_{в.Мкр} = M_{кр}/BB' \quad (2.159)$$

Дополнительные от крутящего момента реакции в шарнире А

$$F_{в.Мкр} = M_{кр}/BB' \quad (2.160)$$

Выводы:

Дополнительные реакции действуют в плоскости параллельной плоскости действия крутящего момента, реакции же при режиме копания определены в глобальной системе координат экскаватора, поэтому такую особенность необходимо учитывать при расчетах напряжений в элементах рабочего оборудования. Направление действий и разложение крутящего момента необходимо учитывать при расчете проушин. Для расчета основной части стрелы и рукояти необходимо учитывать крутящий момент от несимметричного нагружения ковша, изгибающий момент и сжимающие усилия от реакций при копании и усилий от гидроцилиндров [44, 85].

ГЛАВА 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

3.1. Недостатки существующей схемы рабочего оборудования

В существующих моделях удержание в нужном положении и поворот стрелы осуществляется гидроцилиндрами [89], при этом от них на стрелу действуют усилия изгиба и сжатия. На стрелу также действуют усилия со стороны рукояти и усилий от гидроцилиндров поворота рукояти [45-48]. Причем, все указанные нагрузки действуют на нижние листы стрелы. Сечения стрелы определяется по условиям прочности с учетом всех действующих усилий, причем усилия от гидроцилиндров поворота стрелы занимают значительную долю в суммарных усилиях. Наличие усилий от гидроцилиндров поворота стрелы приводит к увеличенному сечению стрелы и, соответственно, к увеличению ее массы.

3.2. Совершенствование схемы рабочего оборудования

Для исключения действия усилий гидроцилиндров поворота стрелы нами разработана схема [49], показанная на рис. 3.1.

В отличии от известной схемы предлагаемое рабочее оборудование выполнено с напорной балкой, установленной посредством седлового подшипника на двуногой стойке и шарнирно соединенной с верхней частью стрелы.

Рабочее оборудование экскаватора включает стрелу 1, рукоять 2, напорную балку 3, установленную посредством седлового подшипника 4 на двуногой стойке и шарнирно соединенную с верхней частью стрелы 1, ковш 5, гидроцилиндры поворота рукояти 6 и поворота ковша 7.

Ввиду значительного расстояния между головой стрелы и надстройкой в рабочем оборудовании применена напорная балка. Гидроцилиндр такого размера будет очень массивным, он будет увеличивать опрокидывающий момент,

действующий на поворотную часть, и момент инерции поворотной части. Все это снизит эффективность предлагаемой схемы рабочего оборудования. Балка работает от рабочих нагрузок только на сжатие, сечение будет сравнительно небольшим, масса значительно меньше массы гидроцилиндра.

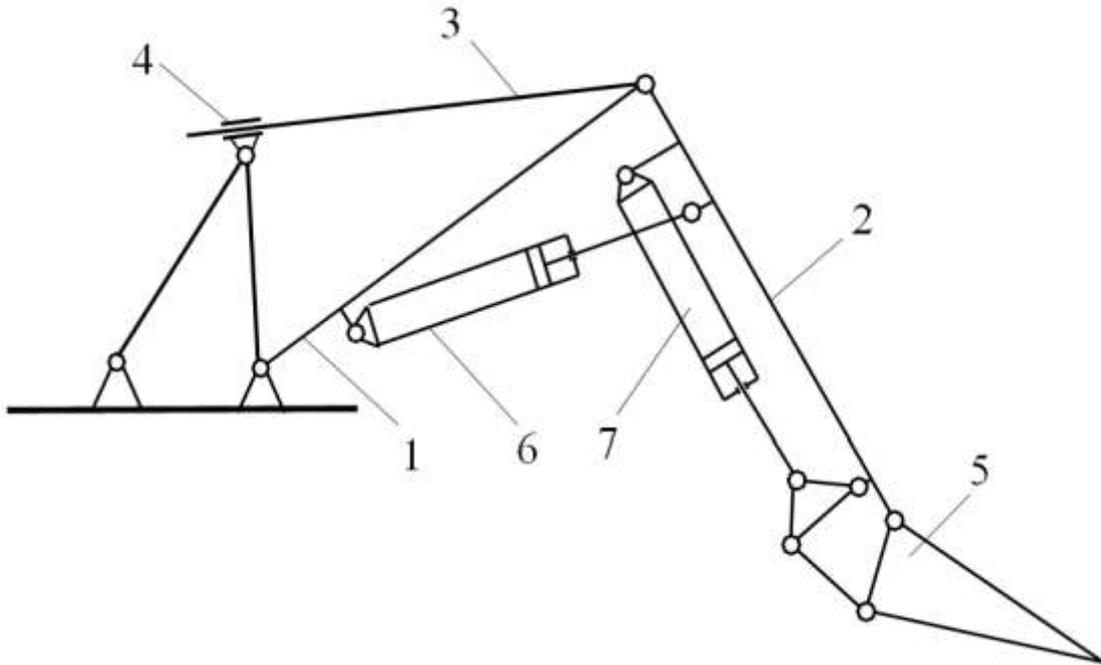


Рисунок 3.1 – Схема рабочего оборудования с напорной балкой: $A, T, E, F, P, R, B, C, D$ – шарниры; K – вершина зуба ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TE – расстояние от оси седлового подшипника до оси шарнира «стрела-рукоять»; FP, RD – гидроцилиндры поворота рукояти и ковша; $G_c, G_p, G_k, G_{цр}, G_{цк}, G_{ш}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров рукояти, ковша, напорной штанги; $Ц_{тс}, Ц_{тр}, Ц_{тк}$ – центр тяжести стрелы, рукояти и ковша; $\alpha_c, \beta, \gamma, \delta, \varphi_p, \varphi_k, \varphi_{ш}$ – углы наклона к горизонтали стрелы, рукояти, ковша, цилиндров рукояти, ковша, напорной штанги; ψ – угол наклона траектории копания к горизонту

Балка может перемещаться в седловом подшипнике зубчатореечным или канатным напорным механизмом, располагаемым на надстройке на оси вращения, поэтому опрокидывающий момент от напорного механизма и момент инерции поворотной части будут значительно меньшими по сравнению с базовой моделью, включающий вынесенный на большое расстояние от оси вращения гидроцилиндр.

Конструкции таких напорных механизмов применяются на канатных карьерных экскаваторах, они надежны и не усложняют кинематическую схему.

Уменьшение опрокидывающего момента позволяет увеличить вместимость ковша при сохранении такого же, как на базовой метели, коэффициента устойчивости [89].

Рабочее оборудование экскаватора работает следующим образом. Копание производится ковшом 5 при повороте его относительно оси крепления к рукояти гидроцилиндром поворота ковша 7. Рукоять при копании поворотом ковша удерживается в неподвижном положении гидроцилиндром поворота рукояти 6, а стрела 1 удерживается напорной штангой 3. Нагруженность стрелы 1 определяется составляющей равнодействующей сил, действующих в шарнире «стрела-рукоять», направленной на сжатие по оси стрелы, а также усилиями от гидроцилиндров поворота рукояти. Так как в предлагаемой схеме исключены гидроцилиндры поворота стрелы, то происходит соответствующее уменьшение нагрузок на стрелу. В результате за счет снижения нагруженности стрелы достигается уменьшение массы [50].

3.3. Разработка математической модели определения кинематических параметров

Схема [49-51] для разработки математической модели приведена на рис. 3.2.

Исходные данные и обозначения для предлагаемой схемы использованы те же, что и базовой модели экскаватора ЭГ-110 (см. табл. 2.1). Отличием будет изменение длины не гидроцилиндра стрелы, а длины напорной балки АТ.

Дополнительно к данным табл. 2.1 при расчетах использованы. Координаты точки Т: $X_T=0$, $Y_T=4,0$ м. Длина напорной балки АВ менялось от 3,4 м до 4,8 м.

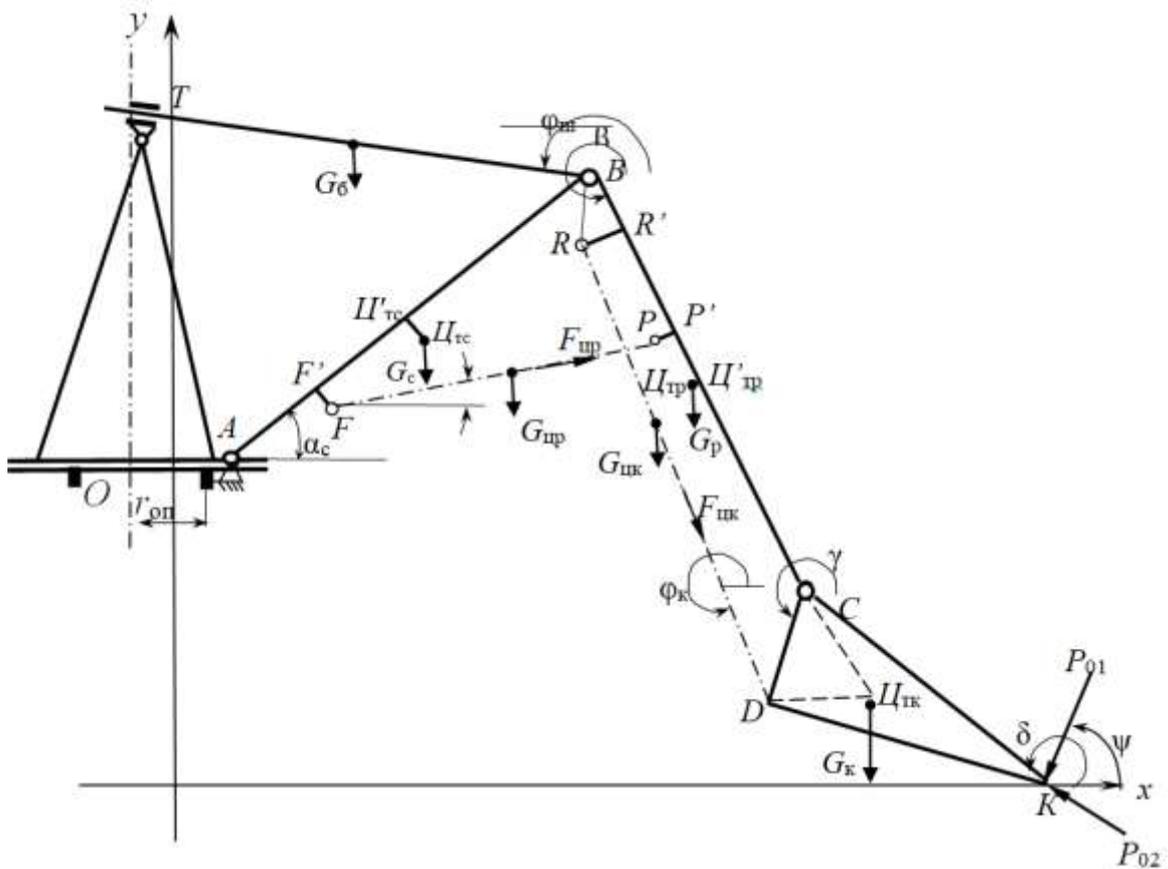


Рисунок 3.2 – Схема к расчету параметров рабочего оборудования: $A, T, E, F, P, R, B, C, D$ – шарниры; K – вершина зуба ковша; KCD – схема профиля ковша; CB – рукоять; AB – стрела; TE – расстояние от оси седлового подшипника до оси шарнира «стрела-рукоять»; FP, RD – гидроцилиндры поворота стрелы, рукояти и ковша; $G_c, G_p, G_k, G_{цр}, G_{цк}, G_6$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, гидроцилиндров рукояти, ковша, напорной балки; $Ц'_{тс}, Ц_{тр}, Ц_{тк}$ – центр тяжести стрелы, рукояти и ковша; $\alpha_c, \beta, \gamma, \delta, \varphi_p, \varphi_k, \varphi_{ш}$ – углы наклона к горизонтали стрелы, рукояти, ковша, цилиндров рукояти, ковша, напорной штанги; ψ – угол наклона траектории КБ к горизонту; $r_{оп}$ – радиус роликового круга

Расстояние между осями шарниров "пяты стрелы" - "ось седлового подшипника" (AT)

$$AT = \sqrt{(x_T - x_A)^2 + (y_T - y_A)^2} \quad (3.1)$$

Расстояние между осями шарниров "пяты стрелы" - "шток цилиндра рукояти" (AF)

$$AF = \sqrt{AF'^2 + FF'^2} \quad (3.2)$$

Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" - "шток цилиндра рукояти" (BF)

$$BF = \sqrt{(AB - AF')^2 + FF'^2} \quad (3.3)$$

Расстояние между осями шарниров "пята стрелы" - "центр тяжести стрелы"
($AЦ_{тс}$)

$$AЦ_{тс} = \sqrt{AЦ_{тс}'^2 + Ц_{тс}Ц_{тс}'^2} \quad (3.4)$$

Расстояние между осями шарниров "стрела-рукоять" - "центр тяжести стрелы" ($BЦ_{тс}$)

$$BЦ_{тс} = \sqrt{(AB - AЦ_{тс}')^2 + Ц_{тс}Ц_{тс}'^2} \quad (3.5)$$

Углы для расчета координат стрелы и усилий

Угол TAB

$$\angle_{TAB} = \arccos \frac{AT^2 + AB^2 - BT^2}{2 \cdot AT \cdot AB}, \quad (3.6)$$

Угол TBA

$$\angle_{TBA} = \arccos \frac{BT^2 + AB^2 - AT^2}{2 \cdot BT \cdot AB}, \quad (3.7)$$

Угол TAx

$$\angle_{TAx} = \operatorname{arctg} \frac{(y_T - y_A)}{(x_T - x_A)}. \quad (3.8)$$

Угол наклона линии AB к горизонту

$$\alpha_c = \pi - \angle_{TAB} - \angle_{TAx}. \quad (3.9)$$

Угол BAF

$$\angle_{BAF} = \arccos \frac{AB^2 + AF^2 - BF^2}{2 \cdot AB \cdot AF}. \quad (3.10)$$

Угол BFF'

$$\angle_{BFF'} = \operatorname{arctg} \frac{FF'}{(AB - AF')}. \quad (3.11)$$

Угол $BAЦ_{тс}$

$$\angle_{BA\Pi_{TC}} = \arccos \frac{AB^2 + A\Pi_{TC}^2 - B\Pi_{TC}^2}{2 \cdot AB \cdot A\Pi_{TC}}. \quad (3.12)$$

Координаты точек стрелы

Координаты оси шарнира "стрела-рукоять" (точка B) [87]

$$x_B = x_A + AB \cdot \cos \alpha_c; \quad (3.13)$$

$$y_B = y_A + AB \cdot \sin \alpha_c. \quad (3.14)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр рукояти-стрела" (точка F) [44]

$$x_F = x_A + AF \cdot \cos(\alpha_c - \angle_{BAF}); \quad (3.15)$$

$$y_F = y_A + AF \cdot \sin(\alpha_c - \angle_{BAF}). \quad (3.16)$$

Координаты центра тяжести стрелы (точка Π_{TC})

$$x_{\Pi_{TC}} = x_A + A\Pi_{TC} \cdot \cos(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{TC}}); \quad (3.17)$$

$$y_{\Pi_{TC}} = y_A + A\Pi_{TC} \cdot \sin(\alpha_c + \angle_{BA\Pi_{TC}}). \quad (3.18)$$

Координаты точек рукояти

Углы для расчета координат рукояти

Угол FBP

$$\angle_{FBP} = \arccos \frac{BF^2 + BP^2 - L_{цп}^2}{2 \cdot BF \cdot BP}, \quad (3.19)$$

Угол BPF

$$\angle_{BPF} = \arccos \frac{L_{цп}^2 + BP^2 - BF^2}{2 \cdot L_{цп} \cdot BP}, \quad (3.20)$$

Угол наклона рукояти к горизонту

$$\beta = \pi + \alpha_c - \angle_{BFF'} + \angle_{FBP} - \angle_{PBP'}, \quad (3.21)$$

Угол DCR

$$\angle_{DCR} = \arccos \frac{CD^2 + CR^2 - L_{цк}^2}{2 \cdot CD \cdot CR}, \quad (3.22)$$

Угол RDC

$$\angle_{RDC} = \arccos \frac{CD^2 + L_{цк}^2 - CR^2}{2 \cdot CD \cdot L_{цк}}, \quad (3.23)$$

Угол RCR'

$$\angle_{RCR'} = \operatorname{artg} \frac{RR'}{BC - BR'}, \quad (3.24)$$

Угол наклона линии CD к горизонту

$$\gamma = \beta - \pi - \angle_{RCR'} + \angle_{DCR}, \quad (3.25)$$

Координаты оси шарнира "рукоять-ковш" (точка C)

$$x_C = x_B + BC \cdot \cos \beta; \quad (3.26)$$

$$y_C = y_B + BC \cdot \sin \beta. \quad (3.27)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр ковша" (точка R)

$$x_R = x_B + BR \cdot \cos(\beta + \angle_{RBR'}); \quad (3.28)$$

$$y_R = y_B + BR \cdot \sin(\beta + \angle_{RBR'}). \quad (3.29)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр рукояти" (точка P) [44]

$$x_P = x_B + BP \cdot \cos(\beta + \angle_{PBP'}); \quad (3.30)$$

$$y_P = y_B + BP \cdot \sin(\beta + \angle_{PBP'}). \quad (3.31)$$

Координаты центра тяжести рукояти (точка $\Pi_{тр}$)

$$x_{\Pi_{тр}} = x_B + B\Pi_{тр} \cdot \cos(\beta + \angle_{B\Pi_{тр}C}); \quad (3.32)$$

$$y_{\Pi_{тр}} = y_B + B\Pi_{тр} \cdot \sin(\beta + \angle_{B\Pi_{тр}C}). \quad (3.33)$$

Координаты оси шарнира "цилиндр ковша -ковш" (точка D)

$$x_D = x_C + CD \cdot \cos(\gamma); \quad (3.34)$$

$$y_D = y_C + CD \cdot \sin(\gamma). \quad (3.35)$$

Углы для расчета координат ковша

Угол DCK

$$\angle_{DCK} = \arccos \frac{CD^2 + CK^2 - KD^2}{2 \cdot CD \cdot CK}, \quad (3.36)$$

Угол $DC\Pi_{TK}$ [30]

$$\angle_{DC\Pi_{TK}} = \arccos \frac{CD^2 + C\Pi_{TK}^2 - D\Pi_{TK}^2}{2 \cdot CD \cdot C\Pi_{TK}}, \quad (3.37)$$

Координаты вершины зуба ковша (точка K)

$$x_K = x_C + CK \cdot \cos(\gamma + \angle_{DCK}); \quad (3.38)$$

$$y_K = y_C + CD \cdot \sin(\gamma + \angle_{DCK}). \quad (3.39)$$

Координаты центра тяжести ковша (точка Π_{TK})

$$x_{\Pi_{TK}} = x_C + C\Pi_{TK} \cdot \cos(\gamma + \angle_{DC\Pi_{TK}}); \quad (3.40)$$

$$y_{\Pi_{TK}} = x_C + C\Pi_{TK} \cdot \sin(\gamma + \angle_{DC\Pi_{TK}}). \quad (3.41)$$

3.4. Математическая модель определения усилий при копании

3.4.1. Особенности рабочего процесса гидравлического экскаватора и расчета усилий

Процесс копания рассматриваемой схемы гидравлического экскаватора определяется работой гидроцилиндров поворота ковша, рукояти и напорной штанги. Наименьшие энергозатраты достигаются копанием поворотом ковша относительно шарниров «ковш-рукоять» (т. С, см. рис. 3.2), при этом механизм перемещения напорной штанги и гидроцилиндры поворота рукояти работают в тормозном режиме, удерживая стрелу и рукоять от перемещений. При превышении в гидроцилиндрах величины давления настройки предохранительных клапанов начинается перемещение штоков соответствующих гидроцилиндров и поворот стрелы или рукояти [84].

Таким образом, наибольшее усилие копания, которое может быть

реализовано на зубьях ковша определяется не только усилием гидроцилиндра ковша, но и работой механизма перемещения штанги и гидроцилиндров рукояти. Такая особенность затрудняет определение усилий копания.

Для расчета возможного усилия копания может быть использован алгоритм поиска допустимого решения. Вначале поиска на зубьях ковша задается очень большое значение касательной составляющей усилия сопротивления копанию P_{01} [52], заведомо большее усилия копания рассматриваемого экскаватора. По этому усилию P_{01} определяют усилия в напорной штанге $F_{ш}$ и на штоках гидроцилиндров рукояти $F_{цр}$ и ковша $F_{цк}$. Усилия на штоках сравнивают со значениями усилий при срабатывании предохранительных клапанов [87]. Причем, при положительных расчетных значениях сравнение выполняют с усилиями, определенными по давлению в поршневой полости, а при отрицательных – в штоковой полости гидроцилиндра. В случае срабатывания предохранительного клапана уменьшают P_{01} и расчеты по уменьшению усилия копания повторяют до тех пор, пока усилия на штоках гидроцилиндров и в напорной штанге не будут меньше усилий при срабатывании предохранительных клапанов.

Таким образом, для расчета возможного усилия копания требуются выражения для расчета усилий на штоках и в напорной штанге.

3.4.2. Усилия в напорной балке и на штоках гидроцилиндров

Усилие в напорной штанге $F_{ш}$ определяется по условию равновесия относительно шарнира A :

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 \\ G_c(x_{цгс} - x_A) + G_p(x_{цпр} - x_A) + G_k(x_{цк} - x_A) + G_{цс} \left(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A \right) + G_{цр} \left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A \right) + \\ + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A \right) + P_y(x_k - x_A) + P_x(y_k - y_A) - F_{ш} \cdot L_{AB} \sin \angle_{TBA} = 0 \end{aligned} \quad (3.42)$$

где

$P_x = -P_{01} \cos \psi - P_{02} \sin \psi$ - проекция на ось x усилия сопротивления копанию;

$P_y = -P_{01} \sin \psi + P_{02} \cos \psi$ - проекция на ось y усилия сопротивления копанию.

$$F_{ш} = \frac{G_c(x_{цгс} - x_A) + G_p(x_{цгп} - x_A) + G_k(x_{цгк} - x_A) + G_{ш} \left(\frac{x_T + x_B}{2} - x_A \right) + G_{цп} \left(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A \right) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_A \right) + P_y(x_k - x_A) + P_x(y_k - y_A)}{L_{AB} \sin \angle TBA} \quad (3.43)$$

Усилие на штоках гидроцилиндров рукояти определяется по условию равновесия относительно шарнира B . К шарниру B , кроме усилия в штоке, действует также половина силы тяжести гидроцилиндра рукояти

$$G_p(x_{цгп} - x_B) + G_k(x_{цгк} - x_B) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B \right) + P_y(x_k - x_B) + P_x(y_k - y_B) + 0,5G_{цп}(x_P - x_B) - F_{цп} \cdot L_{BP} \sin \angle FPB = 0 \quad (3.44)$$

$$F_{цп} = \frac{G_p(x_{цгп} - x_B) + G_k(x_{цгк} - x_B) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B \right) + P_y(x_k - x_B) + P_x(y_k - y_B) + 0,5G_{цп}(x_P - x_B)}{L_{BP} \sin \angle FPB} \quad (3.45)$$

Усилие на штоках гидроцилиндров ковша определяется по условию равновесия относительно шарнира C . К шарниру C , кроме усилия в штоке, приложим также половину силу тяжести гидроцилиндра ковша

$$G_k(x_{цгк} - x_C) + P_y(x_k - x_C) + P_x(y_k - y_C) - 0,5G_{цк}(x_D - x_C) - F_{цк} \cdot L_{CD} \sin \angle RDC = 0 \quad (3.46)$$

$$F_{цк} = \frac{G_k(x_{цгк} - x_C) + P_y(x_k - x_C) + P_x(y_k - y_C) - 0,5G_{цк}(x_D - x_C)}{L_{CD} \sin \angle RDC} \quad (3.47)$$

3.4.3. Реакции в шарнирах

Сумма проекций на оси координат

$$\sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0 \quad (3.48)$$

$$R_{Ax} + F_{цк} \cos \varphi_c + P_x = 0 \quad (3.49)$$

$$R_{Ay} + F_{цк} \sin \varphi_c + P_y - G_k - G_p - G_c - G_{цк} - G_{цп} - 0,5G_{цк} = 0 \quad (3.50)$$

Откуда

$$R_{Ax} = -F_{\text{цс}} \cos \varphi_c - P_x, \quad (3.51)$$

$$R_{Ay} = -F_{\text{цс}} \sin \varphi_c - P_y + G_k + G_p + G_c + G_{\text{цк}} + G_{\text{цр}} + 0,5G_{\text{цс}}, \quad (3.52)$$

Реакция шарнира А

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}, \quad (3.53)$$

Сумма проекций на оси координат

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0$$

$$R_{Bx} + F_{\text{цр}} \cos \varphi_p + P_x = 0 \quad (3.54)$$

$$R_{By} + F_{\text{цр}} \sin \varphi_p + P_y - G_k - G_p - G_{\text{цк}} - 0,5G_{\text{цр}} = 0, [30] \quad (3.55)$$

Откуда

$$R_{Bx} = -F_{\text{цр}} \cos \varphi_p - P_x, \quad (3.56)$$

$$R_{By} = -F_{\text{цр}} \sin \varphi_p - P_y + G_k + G_p + G_{\text{цк}} + 0,5G_{\text{цр}}, \quad (3.57)$$

Реакция шарнира В

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}, \quad (3.58)$$

Сумма проекций на оси координат

$$\sum F_{Cx} = 0; \sum F_{Cy} = 0$$

$$R_{Cx} + F_{\text{цк}} \cos \varphi_k + P_x = 0 \quad (3.59)$$

$$R_{Cy} + F_{\text{цк}} \sin \varphi_k + P_y - G_k - 0,5G_{\text{цк}} = 0 \quad (3.60)$$

Откуда

$$R_{Cx} = -F_{\text{цк}} \cos \varphi_k - P_x, \quad (3.61)$$

$$R_{Cy} = -F_{\text{цк}} \sin \varphi_k - P_y + G_k + 0,5G_{\text{цк}}, \quad (3.62)$$

Реакция шарнира С

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2}, \quad (3.63)$$

3.4.4. Алгоритм определения усилий на зубьях ковша

Определенную сложность в определении усилий на зубьях ковша гидравлического экскаватора представляет то, что усилие копания определяется работой всех механизмов. Нельзя задавать сразу всем механизмам максимальное усилие и по ним определять усилия на зубьях ковша. При копании, например, поворотом ковша, рукоять должна удерживаться гидроцилиндрами рукояти и напорным механизмом через балку. Если, при максимальном усилии на штоке гидроцилиндра ковша, превышаются максимальные усилия гидроцилиндра рукояти, то рукоять повернется, и усилия на зубьях уменьшатся.

Для определения возможных усилий копания использован метод поиска допустимого решения. Суть алгоритма: на зубьях ковша вначале задается очень большое усилие копания, по нему рассчитываются усилия на штоках гидроцилиндров и в напорной штанге. Если в одном из механизмов усилие превышает максимальное, то уменьшается усилие на зубьях. Такое уменьшение усилий выполняется до тех пор, пока на штоках всех гидроцилиндров и в напорной штанге усилия будут не более допустимых.

Результаты выполненных расчетов координат и усилий по разработанной программе на алгоритмическом языке *VBA* приведены на рис. 3.3 (значения усилий копания в кН), пунктиром показана траектория движения зуба ковша. Диаграммы усилий на штоках и реакции в шарнирах показаны на рис. 3.4.

Анализ диаграмм позволяет сделать вывод: максимальные усилия на зубьях ковша определяются значениями максимальных усилий на штоках гидроцилиндров, показанных пунктирными линиями. Если окажется, что усилий на зубьях недостаточно для заполнения ковша, то по результатам вычислений определяются в каких гидроцилиндрах необходимо увеличить максимальное усилие. Так, по графику усилий на штоках гидроцилиндров рукояти видно, что в большинстве случаев усилия достигли максимальных значений и ограничили усилие копания. Для повышения усилий на штоках гидроцилиндров рукояти необходимо увеличить, например, диаметр поршня [52].

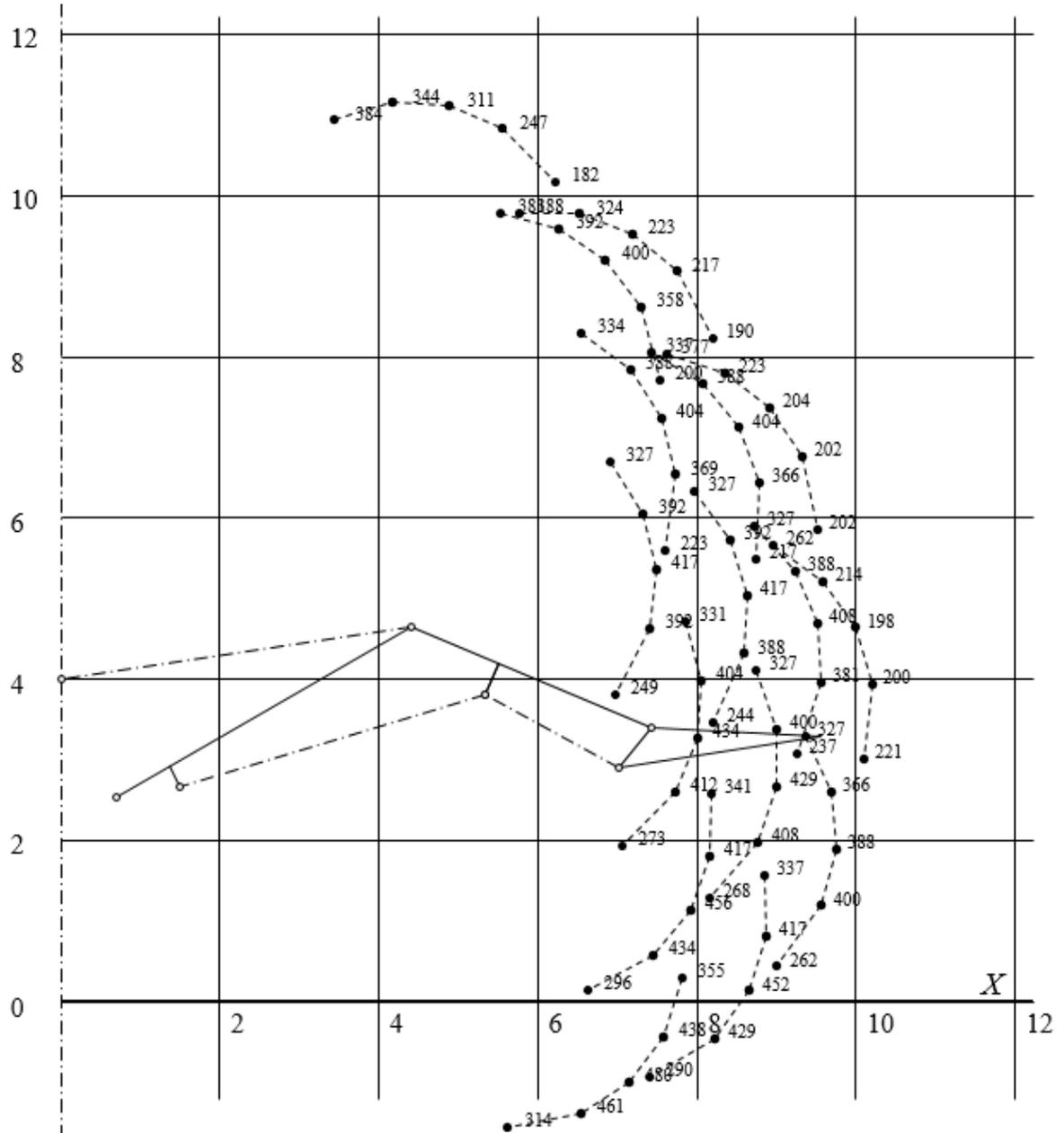


Рисунок 3.3 – Результаты расчета рабочей зоны и усилий на зубьях ковша

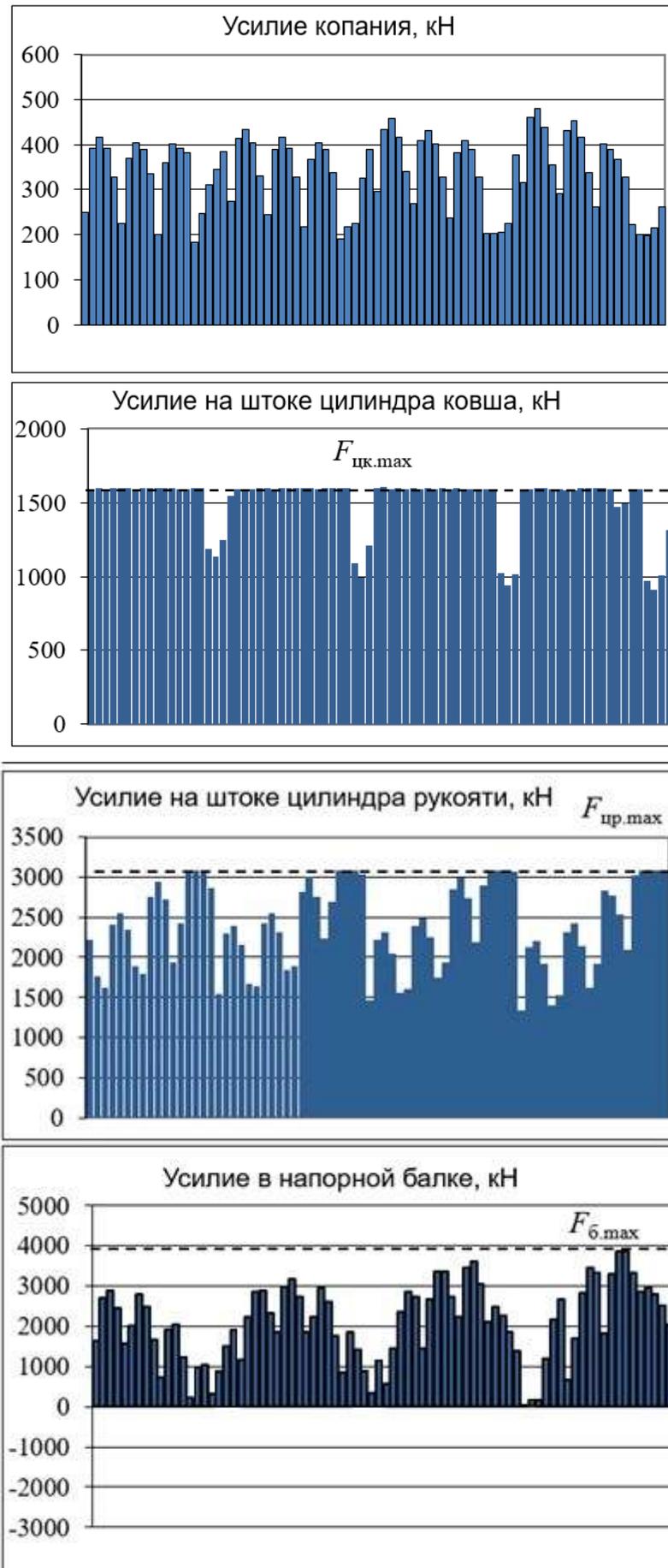


Рисунок 3.4 – Результаты расчета усилий копания на штоках гидроцилиндров

3.5. Проверка адекватности математической модели определения координат элементов рабочего оборудования

Для проверки адекватности выполнено построение чертежа по указанным исходным данным и произведено сравнение координат по чертежу и по результатам расчетов.

На рис. 3.5 приведена схема (данные на схеме в дециметрах). Данные расчета координат по математической модели и координат построенной схемы совпадают до третьего знака, т.е. до мм, что доказывает адекватность модели.

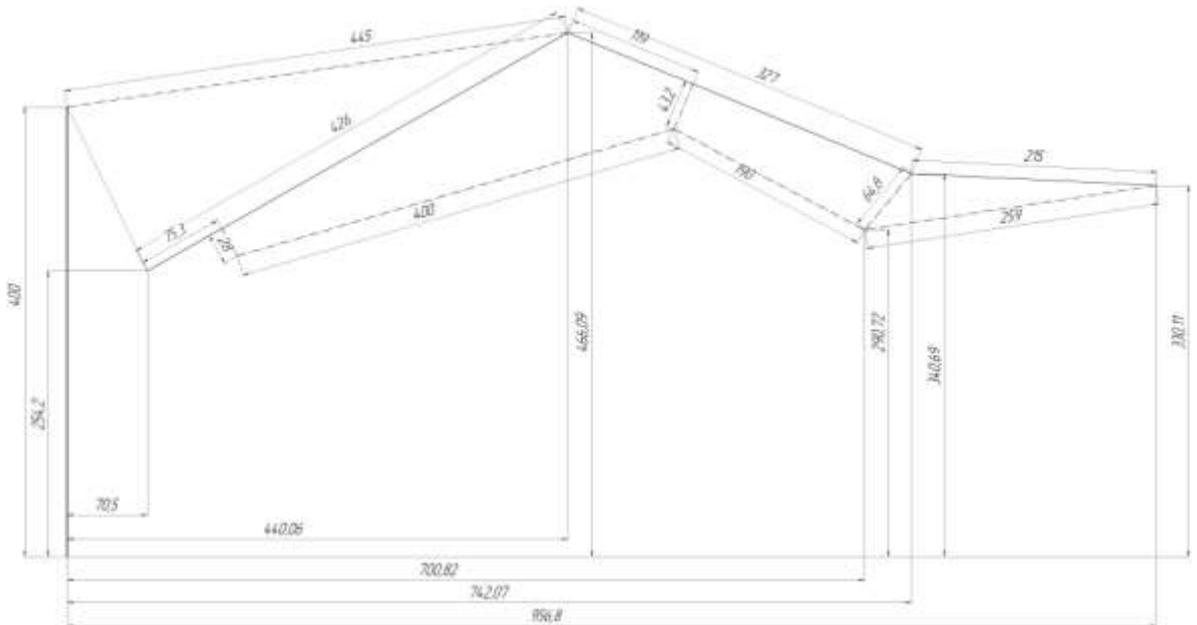


Рисунок 3.5 – Вид чертежа, составленного для проверки адекватности

Выводы:

1. Составленные для разработанной схемы рабочего оборудования с напорной штангой математическое описание и алгоритм обеспечивают:

- построение рабочей зоны;
- определение возможного усилия на зубьях ковша;
- определение усилий во всех звеньях рабочего оборудования при копании.

2. Алгоритм поиска возможного решения позволяет определять значения усилий на штоках гидроцилиндров, в напорной штанге и уточнять параметры гидроцилиндров для обеспечения необходимого усилия копания.

3. Предложенный алгоритм расчета усилий позволяет проводить поиск рациональных параметров рабочего оборудования на этапе эскизного проектирования

4. Рабочий процесс предлагаемого рабочего оборудования остается таким же, что и базовой модели, копание чаще всего выполняется поворотом ковша, поэтому не происходит изменения динамических характеристик процесса копания.

ГЛАВА 4. ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

4.1. Обоснование методики оптимизации параметров

Оптимизация рабочего оборудования заключается в определении таких значений параметров, при которых будет достигнута заявляемая в диссертационной работе цель: повышение эффективности функционирования карьерного гидравлического экскаватора за счет совершенствования конструкции рабочего оборудования [91-93]. Как же может быть достигнуто «повышение эффективности»? Ответом на этот вопрос будет определение таких параметров рабочего оборудования, при котором может быть или увеличена производительность, или обеспечено уменьшение расхода электроэнергии, или снижена стоимости экскаватора и др.

Наиболее явный путь повышения эффективности это снижение масс стрелы и рукояти по сравнению с базовой моделью и за счет этого увеличение вместимости ковша при условии сохранения неизменным опрокидывающего момента. Увеличение вместимости ковша приведет к увеличению производительности при сохранении неизменным расхода энергии на совершение рабочего процесса [84, 94, 95].

Уменьшение опрокидывающего момента при неизменных значениях масс рукояти и стрелы рассмотрено в 3-й главе.

В данной работе поставлена цель исследование возможности снижения масс стрелы и рукояти по сравнению с базовой моделью, выявление возможного снижения массы порожнего ковша не рассматривается. Снижение массы стрелы и рукояти может быть получено при исключении «излишних запасов прочности» [11].

Выявление таких запасов излишней прочности может выявлено в результате проведения анализа напряженно-деформированного состояния рабочего оборудования при выполнении рабочего процесса. Учитывая сложность конструкции стрелы и рукояти такие исследования возможны только с

использованием соответствующих программных продуктов, основанных на методе конечных элементов [11, 53, 54].

4.2. Сведения по программным продуктам для исследования напряженно-деформированного состояния

В настоящее время для проведения расчетов напряженно-деформированного состояния элементов сложных конструкций на рынке программных продуктов предложено несколько систем (*Ansys*, *UnixGraphiks* и др.). Выполненный анализ предлагаемых систем по их возможностям позволил выбрать российскую систему *APM WinMachine*, основанная на использовании метода конечных элементов (МКЭ). Это система автоматизированного расчета и проектирования в машиностроении и строительстве. Система по большинству параметров не имеет мировых аналогов [11]. С помощью *APM WinMachine* можно определять значения напряжений во всех элементах конструкции, подбирать рациональные геометрические размеры элементов машин и строительных конструкций [55, 56].

Продукт *APM WinMachine* зарегистрирован в Реестре российских программ для ЭВМ и баз данных. Расчетное ядро продукта *APM WinMachine* – модуль *APM Structure3D* – имеет аттестационный паспорт программного средства, выданный РОСТЕХНАДЗОР, ФБУ «НТЦ ЯРБ» [43].

МКЭ учитывает геометрию конструкции, а также характер нагрузок и свойства материала конструкции. Идея метода заключается в том, что при анализе сплошная среда моделируется разбиением ее на конечные элементы, в каждой из которых поведение сплошной среды описывается с помощью отдельного набора выбранных функций, представляющих собой перемещения в указанной области. Функции задаются в форме, чтобы они удовлетворяли условиям непрерывности описываемых ими характеристик во всей среде. Если же конструкция состоит из большого количества отдельных конструктивных элементов, каждый из которых описывается своим дифференциальным уравнением, то метод конечных

элементов является единственным методом, позволяющим рассчитать напряженное состояние конструкции.

Для каждого конструктивного элемента задаются некоторые функции, отражающие формы элементов, позволяющие определить поле перемещений внутри элемента по перемещениям в узлах, т. е. в местах стыков конечных элементов (КЭ). Взаимодействие КЭ друг с другом через узлы. Действующие на внешние нагрузки - сосредоточенные и распределенные силы и моменты, приводятся к узлам расчетной модели и носят название узловых нагрузок. В процессе расчетов методом КЭ определяются перемещения узлов модели. Внутренние усилия в элементе пропорциональны перемещениям в его узлах. Коэффициентом пропорциональности выступает квадратная матрица жесткости, количество строк которой равно числу степеней свободы элемента. Напряжения, перемещения вычисляются на основе узловых перемещений.

Основные типы конечных элементов:

- 1) стержневые;
- 2) оболочечные/пластинчатые;
- 3) объемные.

Стержневые конечные элементы

Вид стержневого КЭ показан на рис. 4.1. Стержневой элемент способен воспринимать осевые растягивающие и сжимающие силы и поперечные силы, а также изгибающий и крутящий моменты [88].

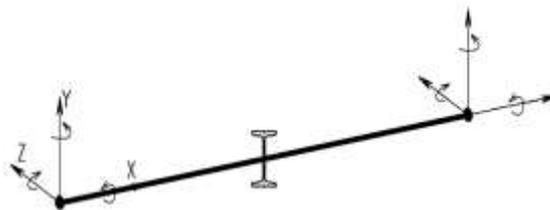


Рисунок 4.1 – Стержневой конечный элемент обладает шестью степенями

Основные характеристики жёсткости стержневого элемента определяются механическими свойствами материала и геометрическими параметрами поперечного сечения. На концах элемента расположено по одному узлу, каждый

из которых описывается свободы тремя линейными и тремя угловыми. Возможные степени свободы - перемещения и повороты узлов стержневого конечного элемента указаны на рис. 4.1. Количество строк и столбцов матрицы жесткости отдельного стержневого элемента равно 2×6 , а ее размерность — 12×12 . Для стержневых элементов справедливы две гипотезы: гипотеза плоских сечений [57, 58] - сечение стержневого элемента остается плоским после деформации, и гипотеза о ненадавливании слоёв друг на друга - сохранение размеров поперечного сечения после деформации. При расчетах поперечное сечение стержня разбивается на плоские КЭ, взаимодействующие друг с другом посредством узлов. Рассчитываются перемещения в узлах, с помощью которых определяются внутренние силовые факторы и все компоненты напряжений и перемещений в каждом КЭ.

Оболочечные/пластинчатые конечные элементы

Для решения плоской задачи используются 3-х и 4-х узловые оболочечные/пластинчатые КЭ, работающие на изгиб и на растяжение/ сжатие в плоскости.

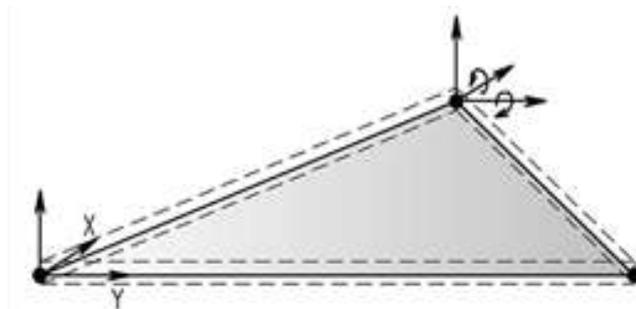


Рисунок 4.2 – Пластинчатый треугольный конечный элемент

На рис. 4.2 изображен треугольный оболочечный/пластинчатый КЭ. При деформации пластинчатого элемента нормаль к срединной поверхности элемента остаётся перпендикулярной к этой поверхности и не меняет длины поверхности. Толщина моделируемого пластинами объекта должна быть в десять и более раз меньше его максимального линейного размера.

Каждый из узлов оболочечного элемента имеет 6 степеней свободы — 3 линейных и 3 угловых, из которых только 5 вносят вклад в формирование

локальной матрицы жёсткости. На рис. 4.2 схематически показаны перемещения и повороты вокруг осей X и Y для одного из узлов [88].

Для моделирования твердотельных объектов в APM Structure 3D применяются (сплошные) объёмные КЭ: четырехузловые тетраэдры (рис. 4.3) и восьмиузловые гексаэдры (рис. 4.4). По условию получения высокой точности расчета наилучшей является модель из восьмиузловых конечных элементов, но и при применении других типов конечных элементов погрешность вычислений тоже не превышает допустимые МКЭ нормы.

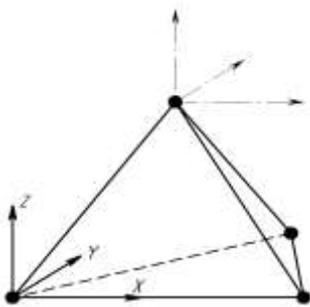


Рисунок 4.3 - Объемный четырехузловой конечный элемент в виде тетраэдра

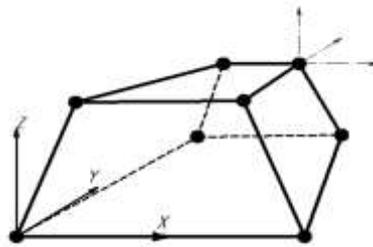


Рисунок 4.4 – Объемный восьмиузловой конечный элемент в виде гексаэдра

Каждый узел объемного КЭ обладает тремя линейными степенями свободы, угловые степени свободы отсутствуют. Число степеней свободы объемного элемента равно числу узлов, умноженному на три. При моделировании конструкции довольно важным является вопрос о выборе тех или иных типов КЭ. Часто бывает, что один и тот же объект может быть смоделирован различными типами элементов — например, как пластинчатыми, так и объемными. Если объект достаточно «толстый», то использование объемных КЭ. Моделирование «тонкого» объекта оболочечными элементами позволит значительно сократить размерность решаемой задачи при сохранении адекватности модели и точности ее расчета.

Результат расчета программой представляются в виде карты результатов и в протоколе расчета в текстовом файле. Карта результатов представляет собой окрашенную трехмерную конструкцию, используемую для расчета. Цветовая

палитра соответствует полученным значениям напряжений, перемещений или коэффициента запаса. Численные значения напряжений определяются по цвету на шкале результатов, расположенной в левой области окна или выводом значений выносками.

4.3. Алгоритм поиска оптимальных параметров рабочего оборудования

Проведение исследований напряженно-деформированного состояния конструкций и на его основе оптимизации параметров выполняется в следующей последовательности [58, 59]:

- 1) определение действующих нагрузок;
- 2) составление модели конструкции с заданием сечений стержневым элементам и толщин пластинам;
- 3) нагружение элементов модели конструкции действующими рабочими нагрузками;
- 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. Создание моделей конструкций элементов рабочего оборудования

Модели конструкций элементов стрелы и рукояти решено реализовывать пластинчатой конструкцией, втулки, используемые для соединений элементов между собой объемными элементами, а оси - стержневыми.

4.4.1. Модель конструкции стрелы

Расчетная модель конструкции стрелы составлена по чертежам экскаватора ЭГ-110 (рис. 4.5). Модель для исследования напряженно-деформированного состояния стрелы и рукояти разработана модель конструкции (рис. 4.6).

В модуле Structure 3D системы APM WinMachine на виде «Спереди» поставлены узлы контура стрелы по координатам чертежа, узлы соединены отрезкам – получен контур, приведенный на рис. 4.6, а [59].

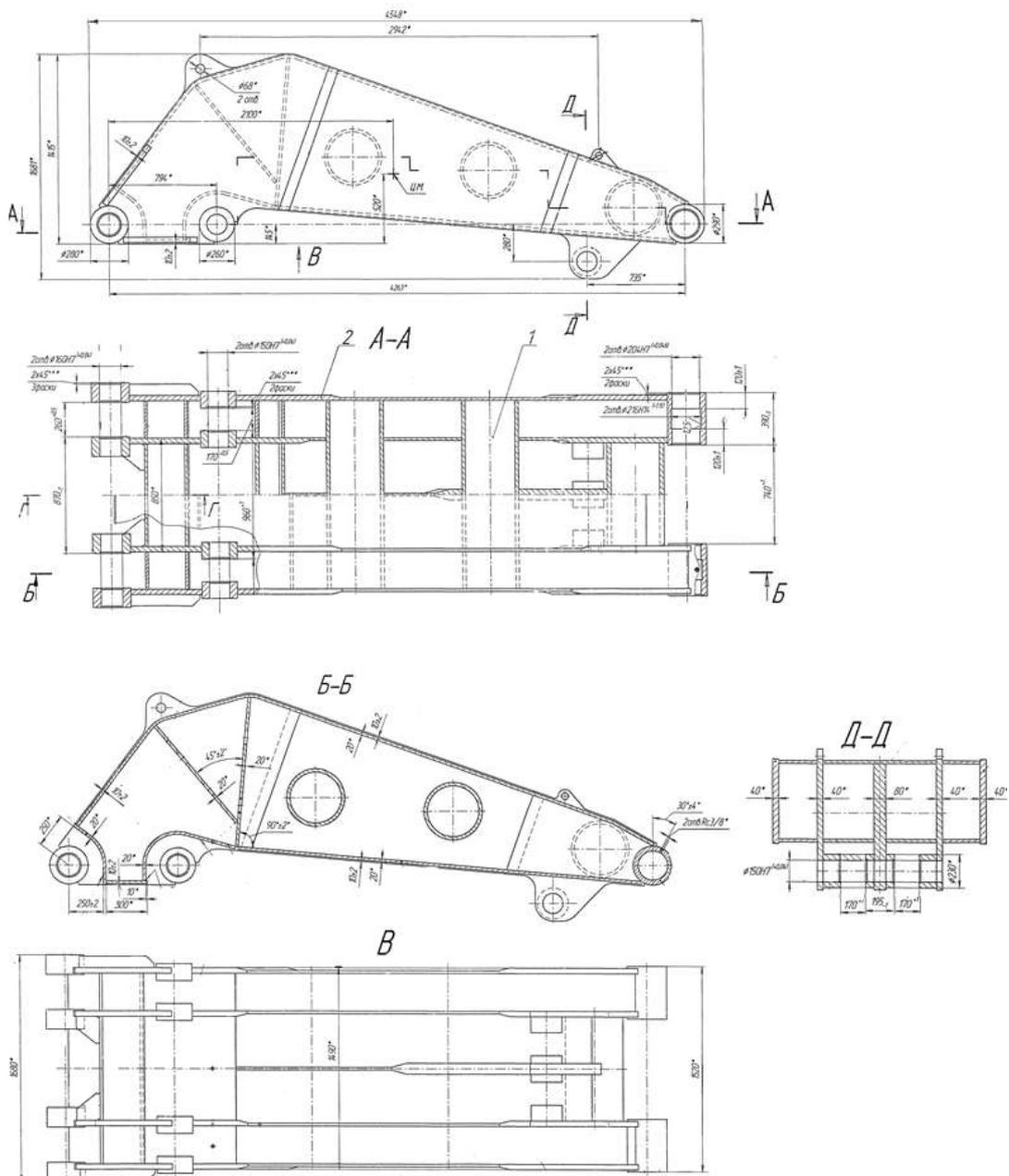


Рисунок 4.5 – Стрела экскаватора ЭГ-110

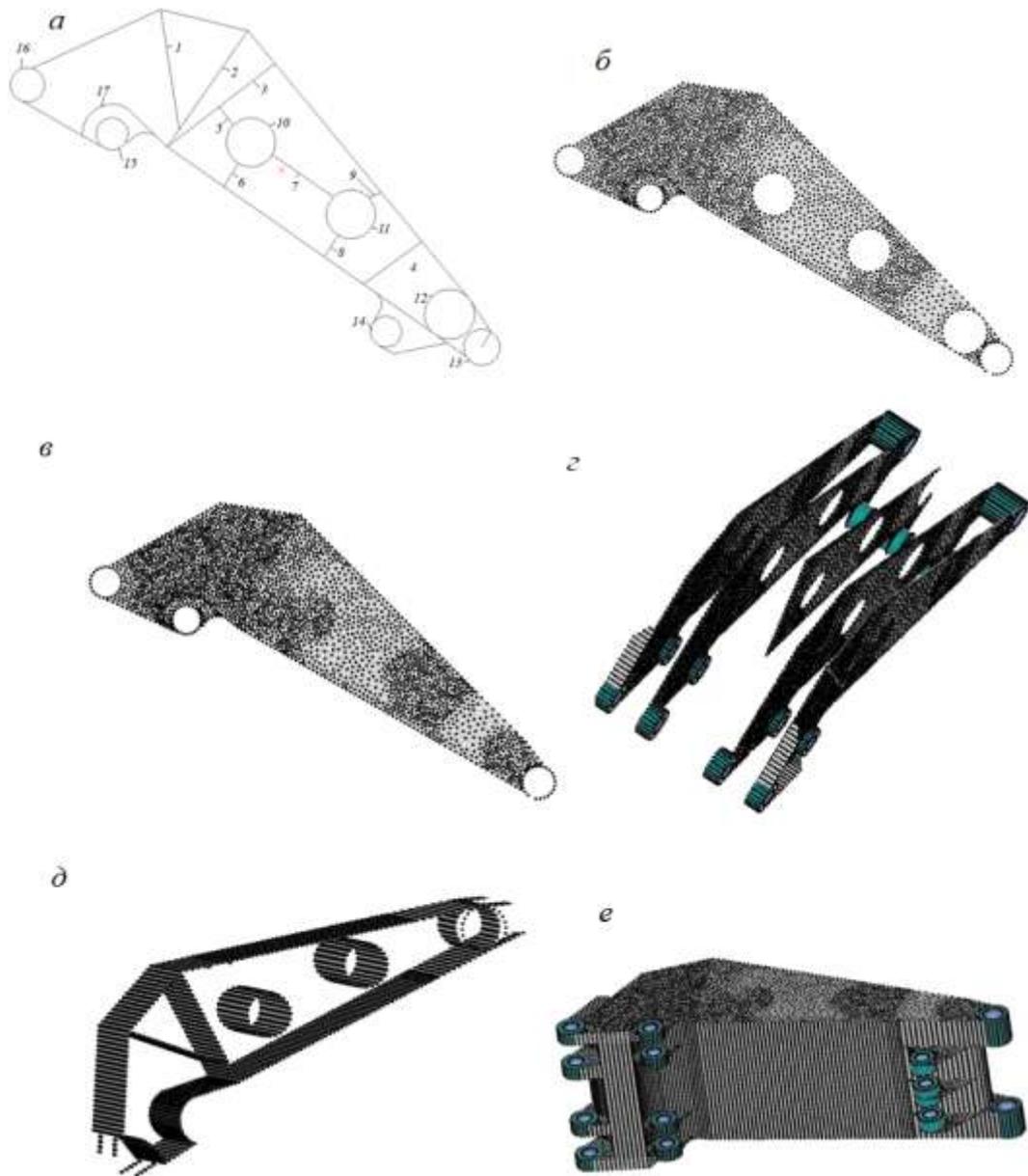


Рисунок 4.6 – Модель конструкции стрелы: *а*–начальный контур вертикальной боковой поверхности, *б* –заполнением треугольными конечными элементами вертикальные листы, *в* – боковые листы,

Особенностью пластинчатых конструкций является то, что передача усилий между пластинами идет через узлы, потому разбивка листов конструкции стрелы на конечные элементы должны быть выполнена так, чтобы узлы вертикальных и поперечные листов совпадали. Этим и объясняется присутствие на боковой поверхности отрезков 1, 2, и окружностей 10-12, дуга 17, которые после разбивки на части будут использованы для заполнения треугольными пластинами боковых

поверхностей и из которых будут выдавлены поперечные листы и трубы. Дополнительные отрезки 5-9 использованы для более равномерной разбивки при заполнении вертикальных листов, для поперечных листов они не применяются, отрезки 3, 4 использованы для задания различной толщины листов. Окружности 13-16 применены для образования втулок объемными конечными элементами.

Отрезки и окружности контура разбиты на отрезки размерами от 50 до 80 мм. Заполнение треугольными конечными элементами выполняется командой «Произвольная пластина с произвольным разбиением», причем вначале окружности не заполняются (рис. 4.6, б). Заполненный лист скопирован и вставлен 5 раз по координатам в соответствии с чертежом стрелы, затем для наружных листов заполнены окружности (рис. 4.6, в), добавлены пластины втулок, удалена часть контура среднего листа (рис. 4.6, г).

В отдельный слой перенесены некоторые поделенные узлами отрезки и окружности контура, из которых будут образованы поперечные листы и трубы. Командой «Вытолкнуть» образуются элементы поперечного контура стрелы (рис. 4.6, д).

Также в отдельный слой перенесены стержни для образования верхних и нижних поверхностей стрелы и командой «Вытолкнуть» образованы эти поверхности. В результате получена модель конструкции стрелы (рис. 4.6, е).

В соответствии с чертежами базовой модели экскаватора ЭГ-110 заданы толщины листов. Масса модели стрелы 8136 кг, масса базовой стрелы по сборочному чертежу 8070 кг, отклонение 0,8 % [59].

4.4.2. Модель конструкции рукояти

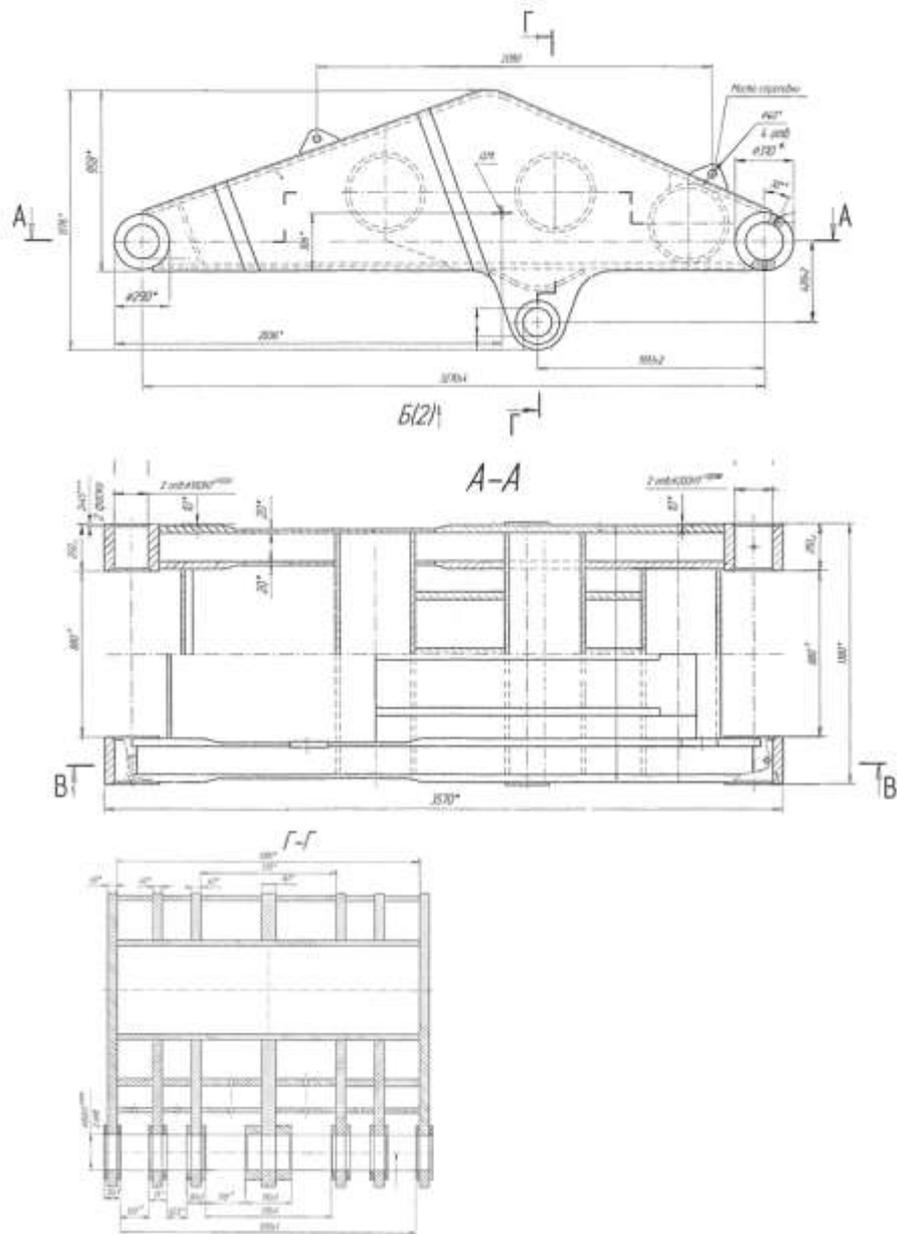


Рисунок 4.7 - Рукоять

По чертежам рукояти (рис. 4.7) экскаватора ЭГ-110 составлена расчетная модель конструкции, показанная на рис. 4.8 [11]. На виде «Спереди» выполнено изображение контура вертикальных листов (рис. 4.8, а), отрезки и окружности разбиты на отрезки длиной 20-70 мм.

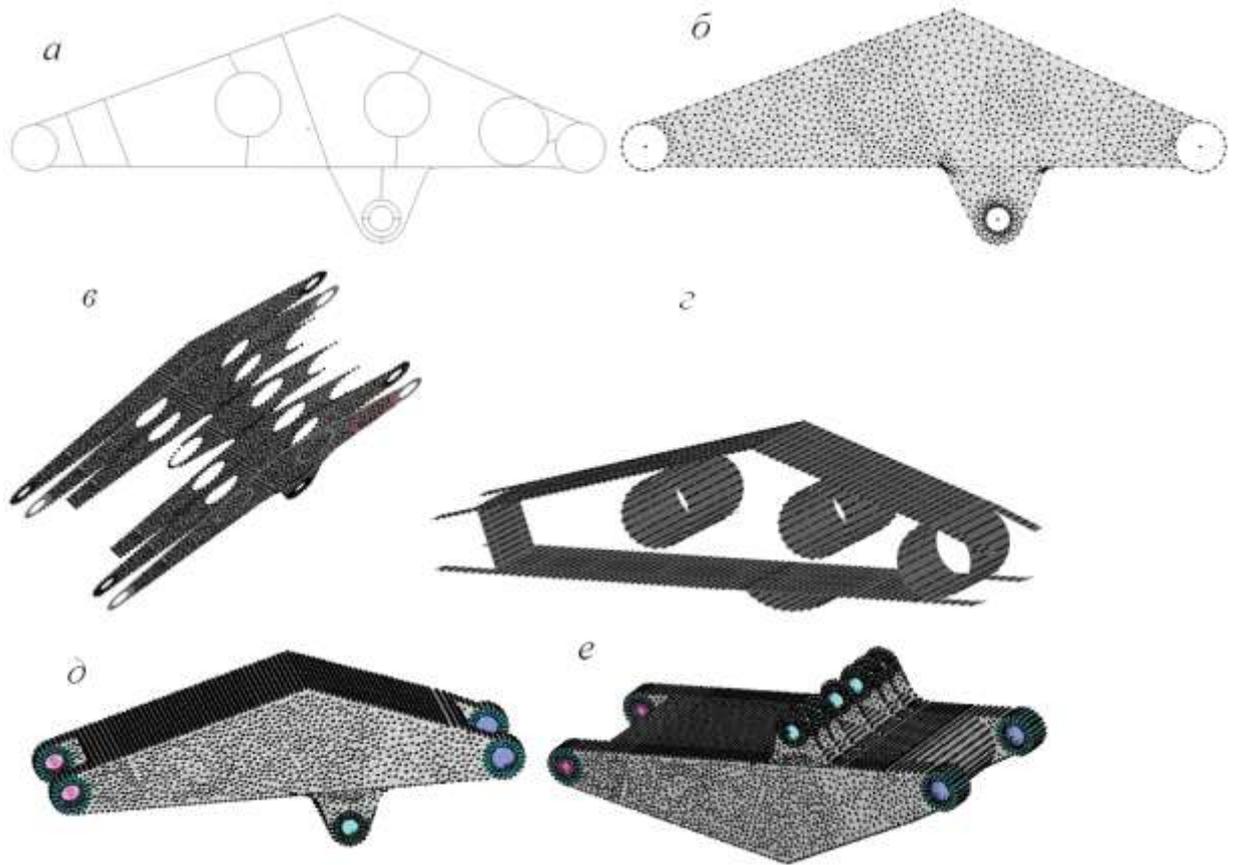


Рисунок 4.8 – Модель конструкции рукояти

Заполнение треугольными конечными элементами выполнено командой «Произвольная пластина» с произвольным разбиением, причем вначале окружности не заполняются. (рис. 4.8, б). Заполненный лист скопирован и вставлен 5 раз по координатам в соответствии с чертежом стрелы, затем для наружных листов заполнены окружности (рис. 4.8, в), добавлены пластины втулок, удалена часть контура среднего листа (рис. 4.8, г).

В отдельный слой перенесены некоторые поделенные узлами отрезки и окружности контура, из которых будут образованы поперечные листы и трубы. Командой «Вытолкнуть» образуются элементы поперечного контура стрелы (рис. 4.8, д).

Полученная модель конструкции рукояти приведена на рис. 4.8, е.

4.5. Исследования напряженно-деформированного состояния стрелы и рукояти базовой схемы рабочего оборудования

Исследования проведены для нескольких вариантов исполнения стрелы и рукояти, при положении рабочего оборудования по рис. 4.9 при нагрузке на зубьях ковша 400 кН. Используемый для элементов стрелы и рукояти материал сталь 09Г2С, предел текучести $\sigma_T=345$ МПа [60]. Допустимое напряжение при статической нагрузке:

$$[\sigma] = \sigma_T \gamma_c / \gamma_m = 345 \cdot 0.9 / 1.05 = 295 \text{ МПа [61].}$$

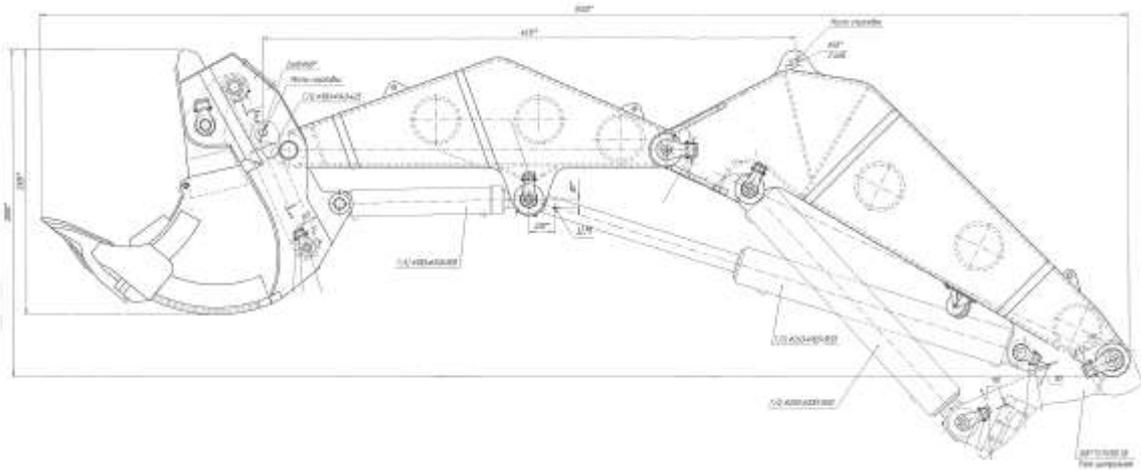


Рисунок 4.9 - Положение рабочего оборудования при исследованиях

4.5.1. Базовая конструкция рабочего оборудования

Таблица 4.1 - Исходные данные

№ п/п	Параметры	Толщина мм	Масса, кг	Расстояние от оси А (рис. 2.1) до центра масс, м
<i>Рукоять</i>				
1	Листы верхние	20	620	5,557
2	Стенка поперечная передняя	20	55	6,884
3	Трубы поперечные между наружными вертикальными стенками (2 шт)	20	507	5,396
4	Труба у проушин к стреле	20	201	4,263
	Листы нижние	20	680	5,456
<i>Стрела</i>				
5	Верхние листы	20	1046	1,759
6	Листы поперечных перегородок	20	586	2,754
7	Поперечные трубы между наружными вертикальными стенками	25	696	1,585

	(2 шт)			
8	Поперечная нижняя труба	25	206	0,285
9	Нижние листы	20	909	2,058

Суммарная масса приведенных в табл. 4.1 элементов $m_{\Sigma} = 5506$ кг.
Суммарный опрокидывающий момент элементов относительно оси стрелы (точка А по рис. 2.1) $M_{\text{опр}} = \sum 9.81 * m_i * x_i = 176$ кНм.

Масса стрелы с гидроцилиндрами стрелы 9227 кг, координата центра масс по горизонтали относительно пяты стрелы 1,948 м.

Масса рукояти 3225, координата центра масс рукояти по горизонтали относительно пяты стрелы 5,4 м.

Суммарная масса стрелы, рукояти и гидроцилиндров стрелы 12463 кг, координата центра масс по горизонтали относительно пяты стрелы 2,841 м.

Вариант приложения нагрузки на все зубья ковша

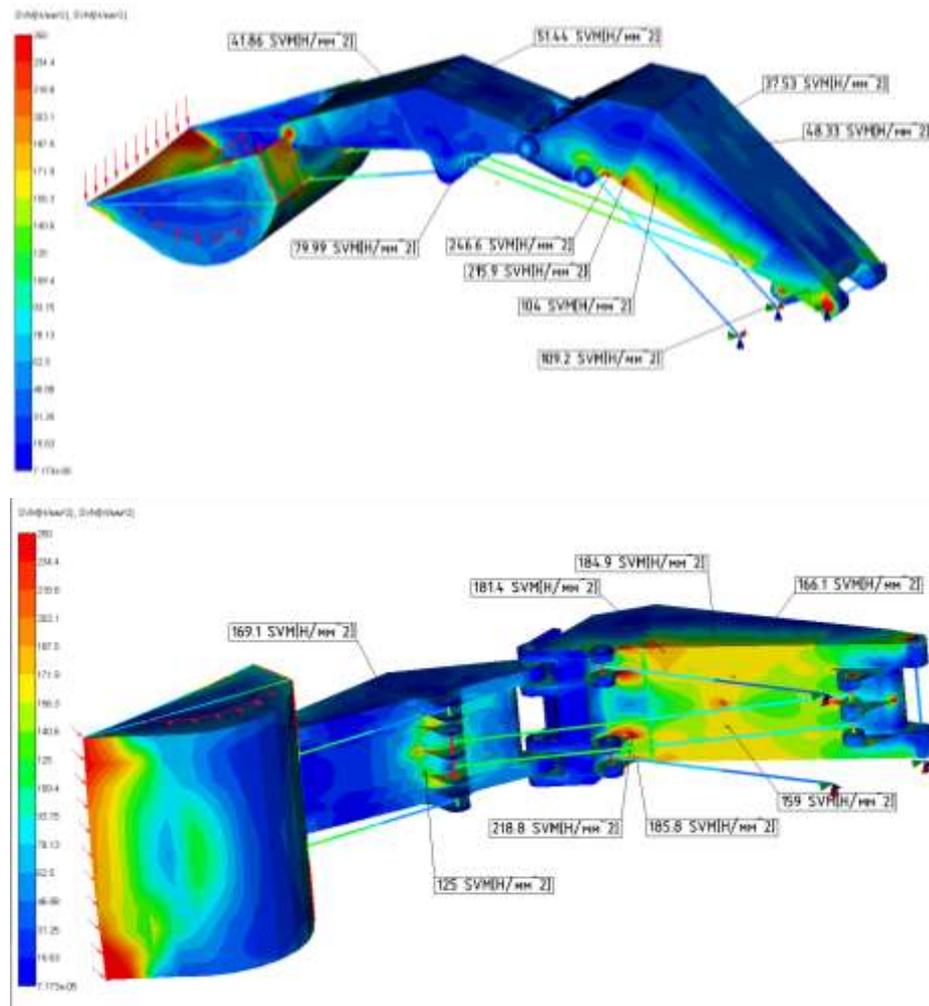


Рисунок 4.10 – Карта напряжений рабочего оборудования

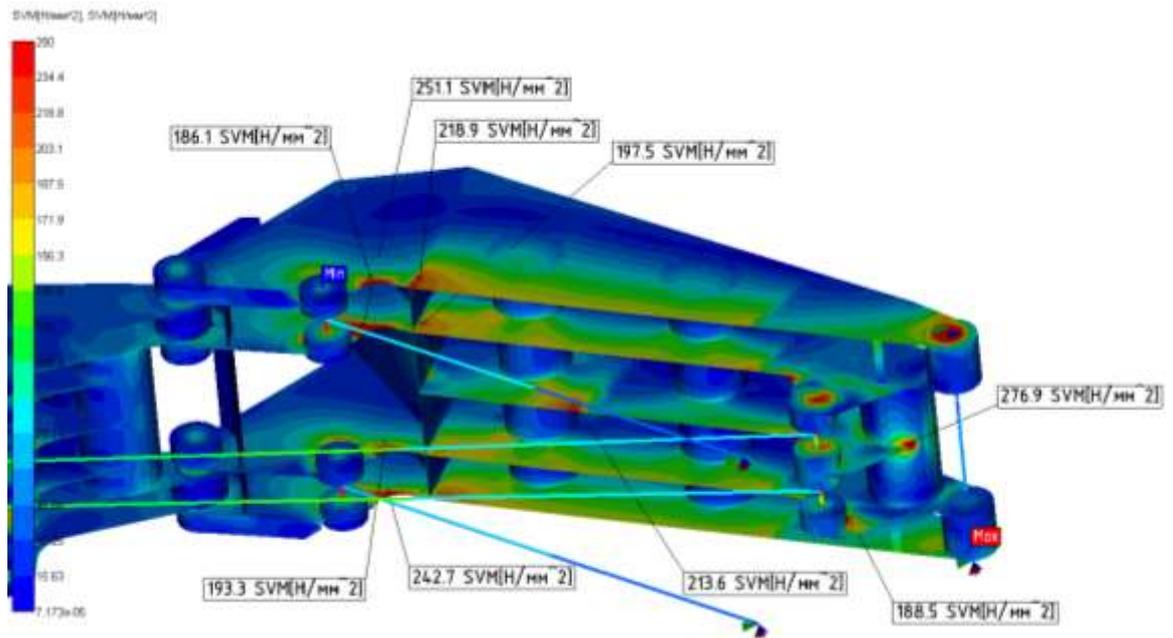


Рисунок 4.11 – Карта напряжений стрелы (верхние и нижние листы скрыты от показа)

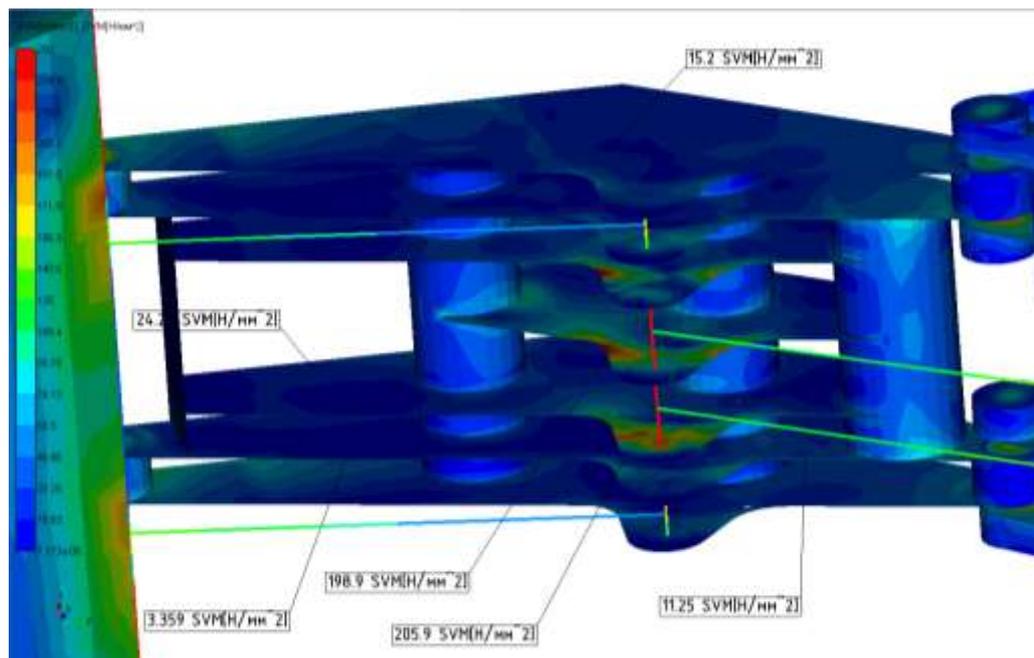


Рисунок 4.12 – Карта напряжений рукояти (верхние и нижние листы скрыты от показа)

Вариант приложения нагрузки 400 кН на два крайних зуба

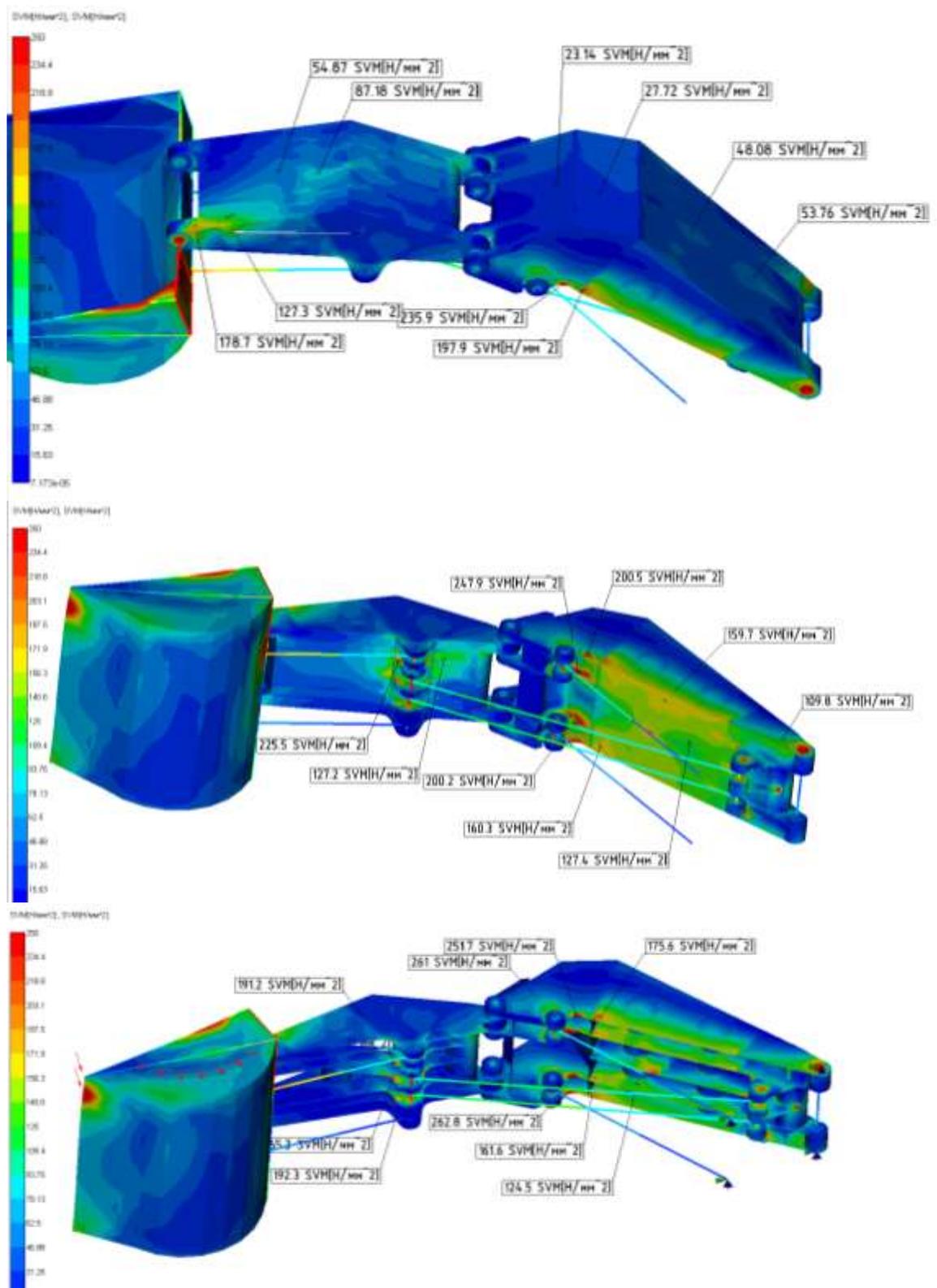


Рисунок 4.13 – Карта напряжений при приложении нагрузки 400 кН на один крайний зуб ковша

Выводы по результатам расчета напряжений для базовой конструкции:

1. Имеются излишние запасы прочности в верхних листах стрелы и рукояти;
2. Имеются излишние запасы прочности в вертикальных и поперечных листах, поперечных трубах рукояти;
3. Имеются излишние запасы прочности в вертикальных листах стрелы выше труб.

4.5.2. Изменение толщины листов рабочего оборудования экскаватора по схеме базовой модели

Таблица 4.2 - Исходные данные варианта рабочего оборудования с уменьшением толщины некоторых элементов

№ п/п	Параметры	Толщина мм	Масса, кг	Расстояние от оси А (рис. 2.1) до центра масс, м
<i>Рукоять</i>				
1	Листы верхние	10	310	5,557
2	Стенка поперечная передняя	10	27	6,884
3	Трубы поперечные между наружными вертикальными стенками (2 шт)	10	253	5,396
4	Труба у проушин к стреле	20	100	4,263
	Листы нижние	20	680	5,456
<i>Стрела</i>				
5	Верхние листы	10	523	1,769
6	Листы поперечных перегородок	10	293	2,754
7	Поперечные трубы между наружными вертикальными стенками (2 шт)	10	278	1,585
8	Поперечная нижняя труба	25	206	0,287
9	Нижние листы	20	909	2,057

Суммарная масса приведенных в табл. 4.2 элементов $m_{и} = 3579$ кг.

Суммарный опрокидывающий момент элементов относительно оси стрелы (точка А по рис. 2.1) $M_{опр} = \sum 9.81 * m_i * x_i = 115$ кНм.

При уменьшении толщин элементов происходит снижение массы на $\Delta m = 1927$ кг, опрокидывающего момента относительно оси (точка А по рис. 2.1) $\Delta M_{опр} = 61$ кНм.

Вариант копания всеми зубьями ковша

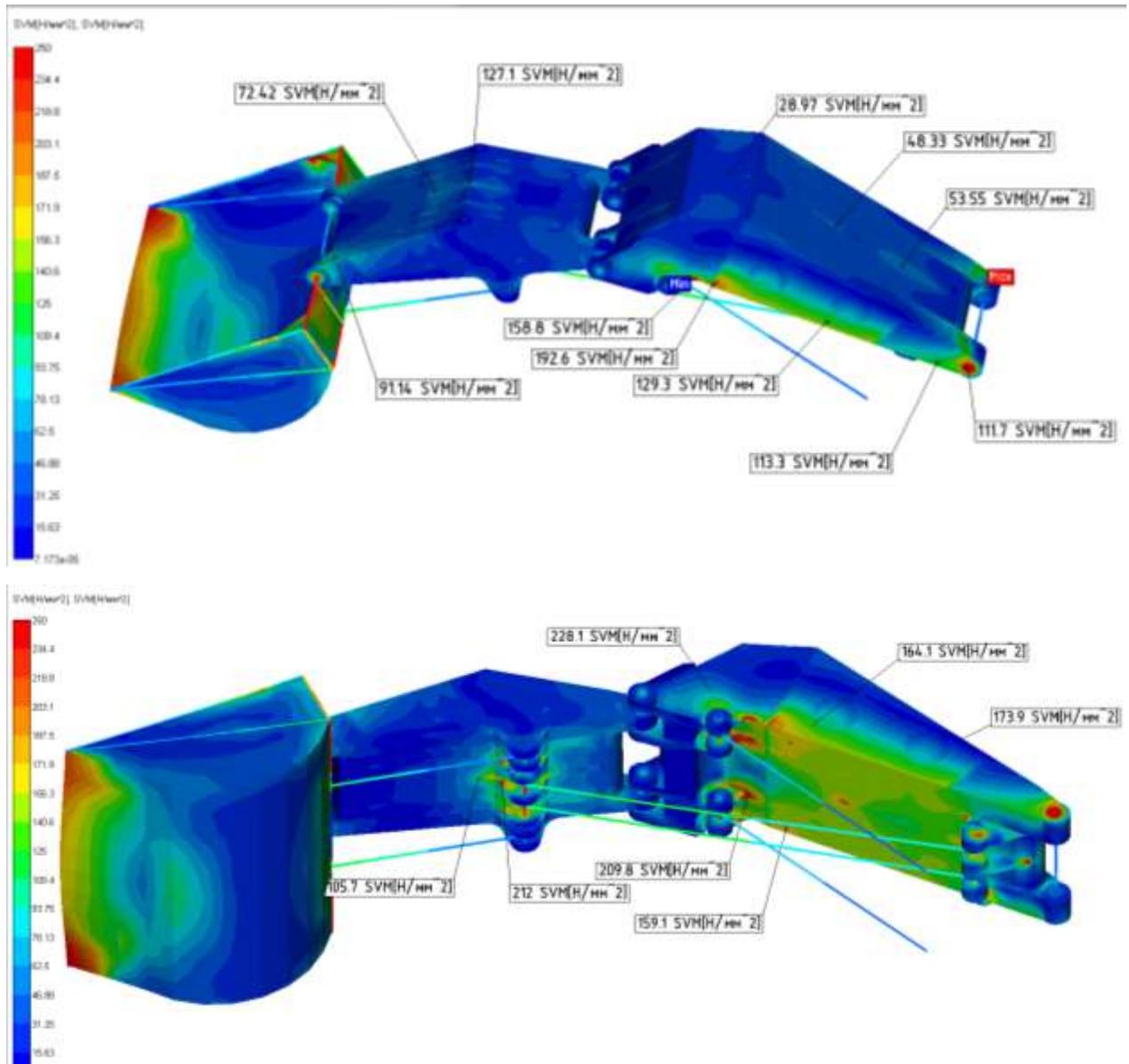


Рисунок 4.14 – Карта напряжений при уменьшении толщины листов и при приложении нагрузки 400 кН на все зубья ковша

Копание крайним зубом

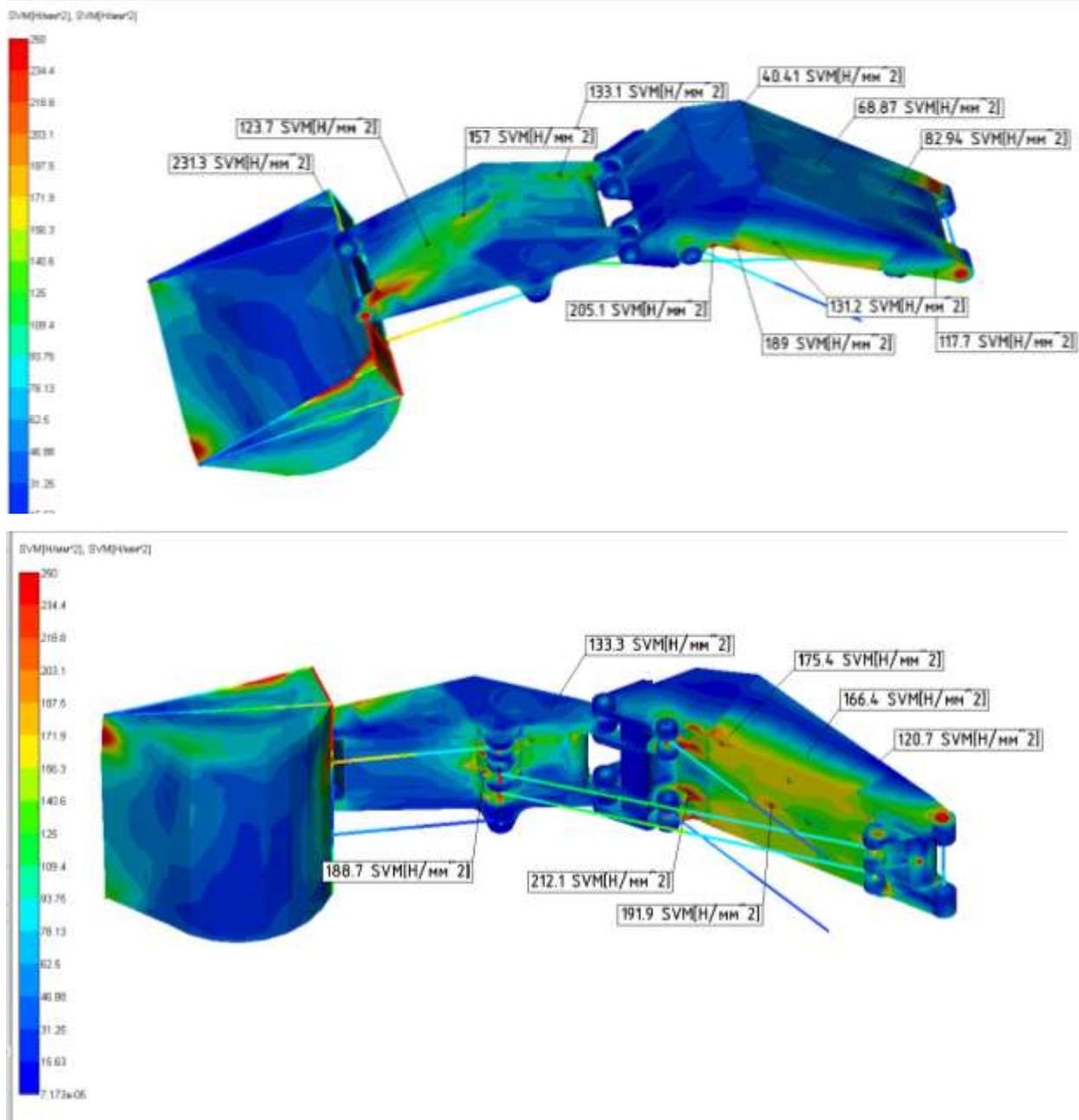


Рисунок 4.15 – Карта напряжений при уменьшении толщины листов и при приложении нагрузки 400 кН на один крайний зуб ковша

При уменьшении толщины листов согласно табл. 4.2 расчетное напряжение в наиболее нагруженных участках (нижние листы и проушины) осталось неизменным, что позволяет сделать заключение - уменьшение толщины верхних и поперечных листов сохраняет условие прочности.

4.5.3. Расчет возможного увеличения производительности экскаватора при снижении толщины листов

Таблица 4.3 – Исходные данные по рабочему оборудованию базовой модели ЭГ-110

№ п/п	Параметр	Обозначение	Значение
1	Масса порожнего ковша, кг	$m_{к.п}$	9210
2	Масса груженого ковша, при плотности грунта 2 т/м^3 , кг	$m_{к.гр}$	20210
3	Координата по горизонтали центра масс груженого ковша относительно оси крепления ковша к рукояти, м	$x_{к.гр}$	0,73
4	Расстояние от зуба ковша до оси крепления к рукояти (см. рис. 2.1), м	$L_{СК}$	2,15
5	Масса рукояти, кг	m_p	5500
6	Координата по горизонтали центра масс рукояти относительно оси крепления рукояти к стреле, м	x_p	1,234
7	Расстояние между осями рукояти (см. рис. 2.1), м	L_{AB}	3,27
8	Масса стрелы, кг	m_c	8070
9	Координата по горизонтали центра масс стрелы относительно оси крепления стрелы к поворотной платформе, м	x_c	2,160
10	Угол наклона стрелы в расчетном положении	a_c	25
11	Расстояние между осями стрелы (см. рис. 2.1), м	L_{BC}	4,263
12	Усилие на зубьях ковша при копании, максимальное, кН	F_{max}	400

Определим опрокидывающий момент базовой модели экскаватора ЭГ-110. В известных методиках определения массы противовеса [9, 11, 32, 62], равновесие рассматривается относительно опорно-поворотного круга. В базовой модели радиус опорно-поворотного круга практически равен положению оси крепления стрелы к поворотной платформе [80]. Исходя из этого для расчета возможного увеличения вместимости ковша при снижении массы стрелы и рукояти за точку равновесия можно принять ось стрелы (точка А по рис. 2.1). Возможное увеличение вместимости ковша определится по условию сохранения неизменным опрокидывающего момента относительно точки А [59, 89].

Опрокидывающий момент относительно точки А при положении стрелы и рукояти по рис. 4.9, зубья ковша на уровне оси крепления ковша к рукояти:

$$\begin{aligned}
M_{\text{опр}} = F_{\text{max}}(L_{\text{СК}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + 9.81m_{\text{к.гр}}(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + \\
+ 9.81m_{\text{р}}(x_{\text{р}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + 9.81m_{\text{с}}(x_{\text{с}} \cos \alpha_C) = 400 \times [2.15 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] + \\
+ 9.81 \times 20.2 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] + 9.81 \times 5.5 \times [1.234 + 4.263 \cos(25^\circ)] + \\
+ 9.81 \times 8.07 \times [2.16 \cos(25^\circ)] = 5740 \text{ кНм}
\end{aligned} \quad (4.1)$$

Уменьшение толщины верхних листов стрелы, поперечных перегородок и труб с 20 мм на 10 мм обеспечивает уменьшение массы рабочего оборудования на 1926 кг, опрокидывающего момента на $\Delta M_{\text{опр}}=61$ кНм.

Определим возможное увеличение вместимости ковша при доведении опрокидывающего момента до момента базовой модели 5740 кНм, т.е. нужно определить на какую величину можно увеличить массу груженого ковша, чтобы получить опрокидывающий момент 61 кНм.

Доля опрокидывающего момента от ковша базовой модели:

$$\begin{aligned}
M_{\text{опр.к}} = 9.81m_{\text{к.гр}}[(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C)] = \\
9.81 \times 20.2 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] = 158 \text{ кНм}
\end{aligned} \quad (4.2)$$

Возможное увеличение массы ковша по для увеличения опрокидывающего момента на $\Delta M_{\text{опр}}=61$ кНм

$$\begin{aligned}
\Delta m_{\text{к.гр}} = M_{\text{опр.к}} / [9.81(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C)] = \\
61 / [9.81 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)]] = 0.678 \text{ т}
\end{aligned} \quad (4.3)$$

Чаще всего в геологических разрезах встречаются породы с плотностью от 1850 до 2700 кг/м³ [63]. Принимаем плотность $\gamma_{\text{п}}= 2$ т/ м³. По этой плотности и значению возможного увеличения массы ковша 0,678 т, получим, что вместимость ковша может быть увеличена:

$$\Delta E_{\text{к}} = \Delta m_{\text{к.гр}} / \gamma_{\text{п}} = 0.678 / 2 = 0,339 \text{ м}^3, \quad (4.4)$$

У базовой модели вместимость ковша $E_{\text{к.б}}=5,5$ м³. У модели с измененными параметрами $E_{\text{к.б}}=5,5+0,339=5,839$ м³.

Относительная доля увеличения вместимости ковша

$$\Delta E_{\text{отн.к}} = 5,839 / 5,5 = 1,061 \quad (4.5)$$

Таким образом, в результате уменьшения толщин элементов рабочего оборудования вместимость ковша может быть увеличена на 6%.

Такое увеличение не потребует увеличения мощности приводов, массы противовеса и не приведет к увеличению времени цикла, которое у базовой модели равно $T_{ц} = 23$ с.

При сохранении продолжительности цикла увеличение производительности будет пропорционально увеличению вместимости ковша. Относительное увеличение производительности составит $\Delta T = 1,06$, т.е. увеличение производительности на 6,7 %.

4.6. Оптимизация параметров разработанной схемы рабочего оборудования

Выполнены исследования по поиску оптимальных параметров рабочего оборудования. Критерием оптимизации принята масса рабочего оборудования при ограничении – обеспечение прочности и долговечности.

Рассмотрено несколько вариантов исполнений стрелы и рукояти. Расчеты выполнялись при тех же нагрузках, что и базовой модели, усилие на зубьях ковша 400 кН [59, 89].

4.6.1. Расчет напряжений при размерах элементов базовой модели

При исследованиях этого варианта исполнения рабочего оборудования [49] применены усилия, положения рабочего оборудования, толщины листов модели и профиль низа стрелы как у экскаватора ЭГ-110 базовой схемой оборудования. Хотя у разработанной схемы проушины в нижней части для гидроцилиндров стрелы в новой схеме не нужны, но для сравнения с базовой моделью решено было просчитать и такой вариант.

Выполнены следующие изменения. Средний вертикальный продольный лист (см. рис. 5.6, г) со стороны соединения с рукоятью выполнен таким же, что и остальные вертикальные листы, толщина принята 40 мм. Кроме того, средний лист для соединения напорной балки со стрелой дополнен проушиной (рис. 4.16). Карта напряжений при указанных изменениях на рис. 4.17.

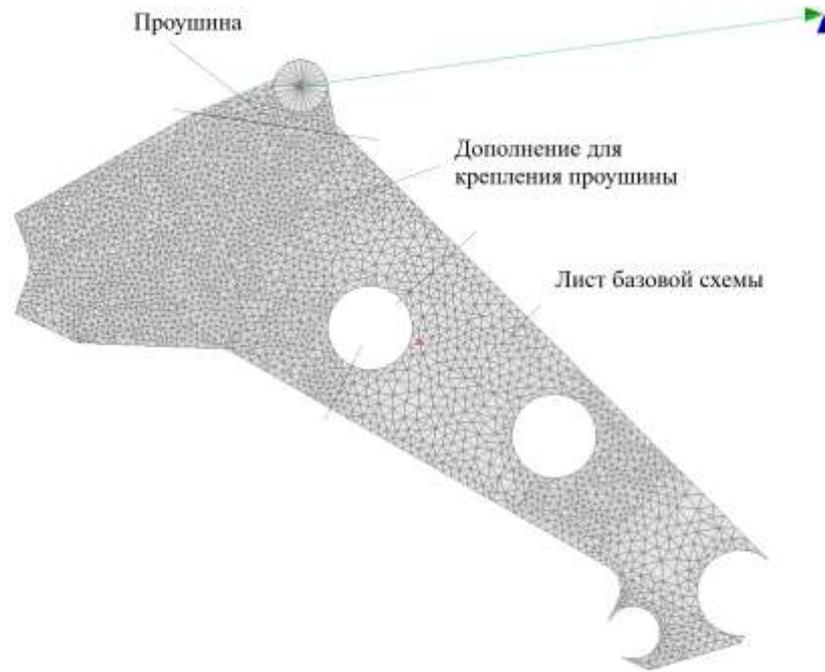
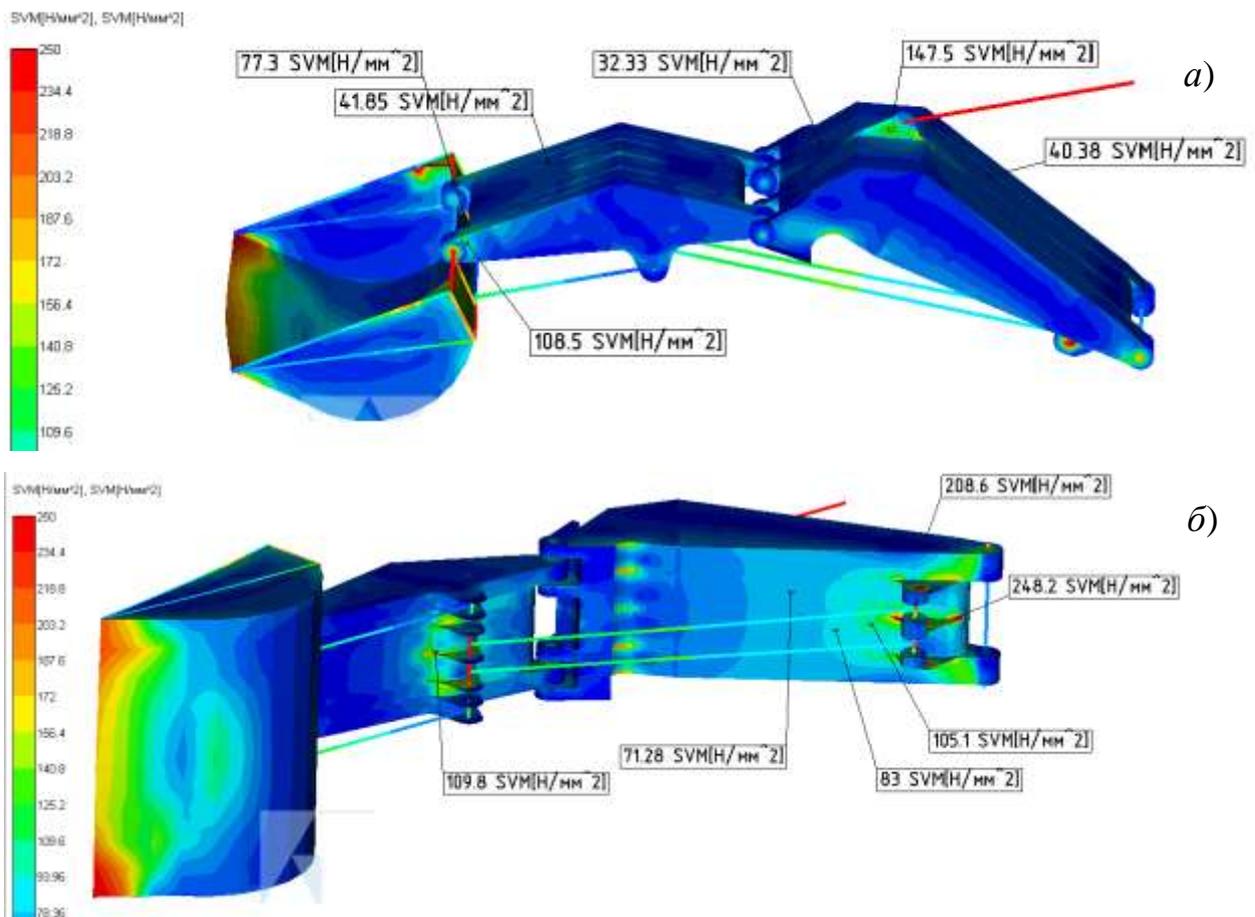


Рисунок 4.16 – Вид вертикального среднего листа с проушиной для напорной балки



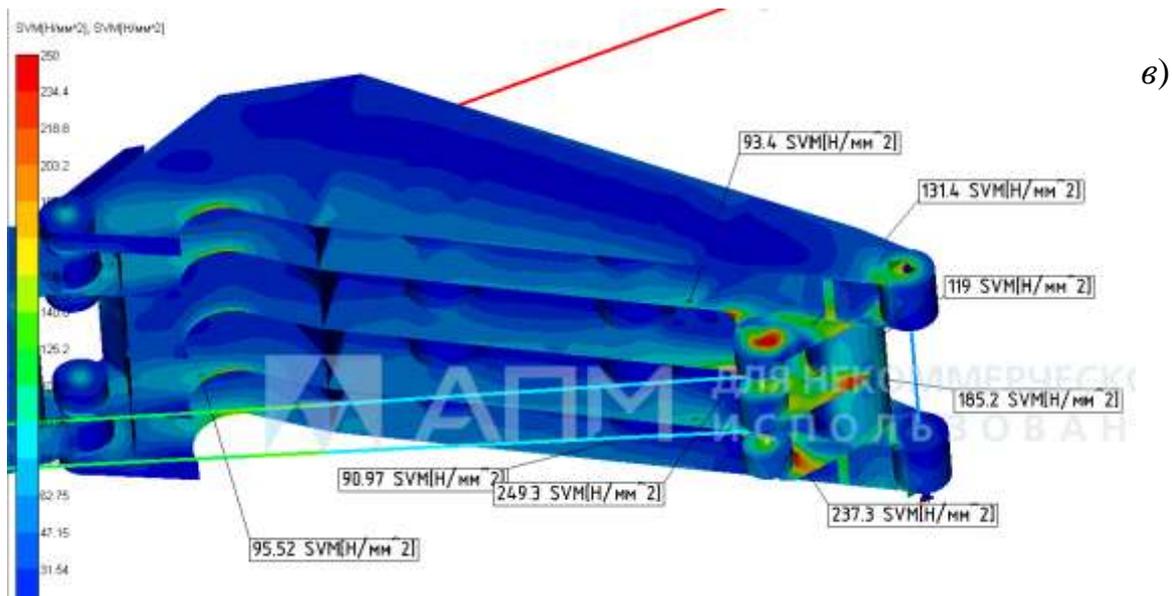


Рисунок 4.17 – Карта напряжений разработанной схемы рабочего оборудования:
 а-вид на боковую и верхнюю поверхности, б – на нижнюю и боковую,
 в – вид на стрелу со скрытыми от показа нижними листами

Вывод: имеются выбросы напряжений в листах под проушинами базовой модели, но так как теперь эти проушины не нужны, то следует установить прямолинейные листы без выреза под проушины.

4.6.2. Вариант с прямолинейными листами нижней поверхности стрелы

Карта напряжений при изменении конструкции нижней части стрелы при исключении сложного профиля под пропуск проушин гидроцилиндра стрелы приведена на рис. 4.18.

При замене сложного профиля прямым листом произошло резкое уменьшение напряжения в нижних листах стрелы. Это объясняется тем, что происходит перераспределение силовых потоков. Усилия на удержание стрелы от проушины передается средним вертикальным листом на поперечную трубу и через все остальные вертикальные листы на пята стрелы и на оси рукояти. Можно использовать нижний лист меньшей толщины.

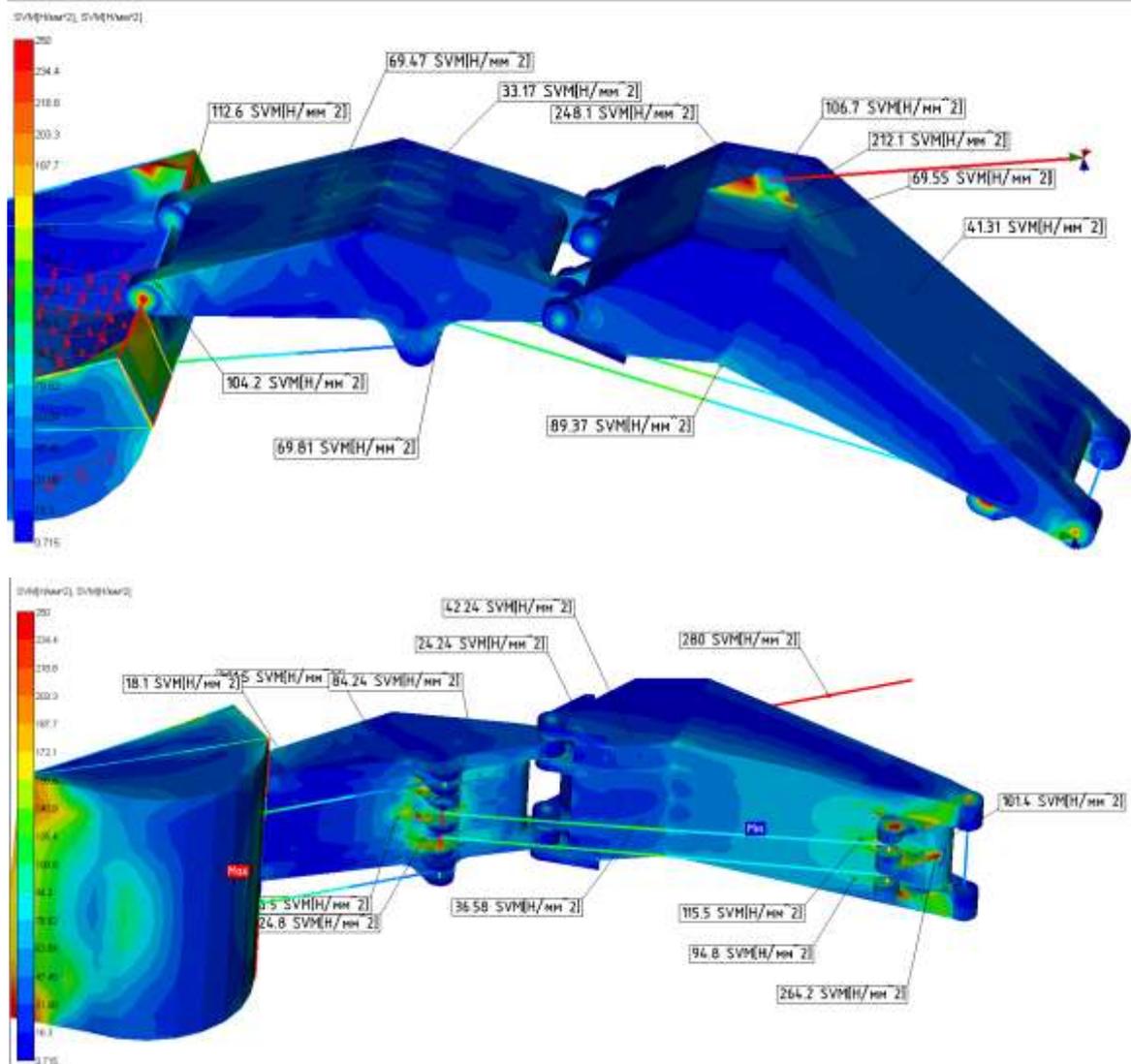


Рисунок 4.18 – Карта напряжений при изменении профиля стрелы

4.6.3. Поиск оптимального варианта по толщине листов стрелы и рукояти

Вариант 1.

Стрела. Нижние, верхние листы, продольные вертикальные листы (за исключением средних) 10 мм, средние листы 40 мм, поперечные листы и трубы (за исключением передней трубы) 10 мм, передняя труба 25.

Рукоять Нижние, верхние листы, продольные вертикальные листы (за исключением средних) 10 мм, участки среднего продольного листа 40 мм (было 80 мм) и 20 мм, поперечные листы и трубы 10 мм [59, 89].

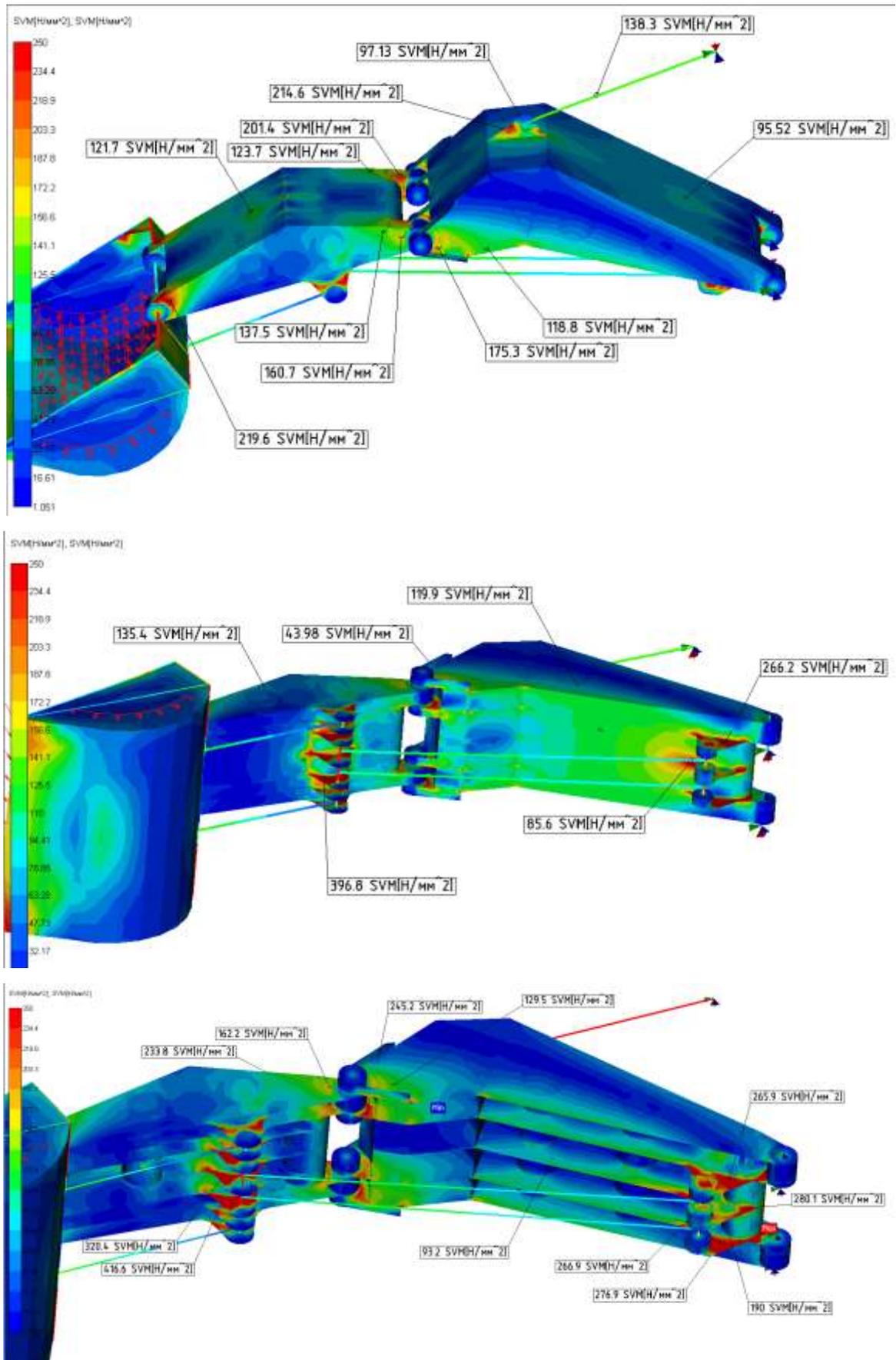


Рисунок 4.19 – Карта напряжений варианта 1

Вывод по рукояти: требуется увеличить толщину вертикальных продольных листов рукояти, можно исключить часть 3-го и 5-го вертикального продольного листа за трубой.

Вывод по стреле: требуется увеличить толщину участков вертикальных 2,3,4 продольных листов на участках у проушин, рассмотреть необходимость увеличения толщины нижних листов после перерасчета напряжений с увеличенной толщиной вертикальных листов.

Вариант 2.

Стрела. Нижние, верхние листы 10 мм, средние вертикальные продольные листы 40 мм, поперечные листы и трубы (за исключением передней трубы) 10 мм, передняя труба 25 мм [59]. Участки вертикальных листов от передних проушин до первой трубы из листов 20 мм. На проушины и по 100 мм шириной на вертикальные продольные листы наварены дополнительные листы толщиной по 20 мм.

Рукоять Нижние, верхние листы, продольные вертикальные листы (за исключением средних) 10 мм, участки среднего продольного листа 40 мм (было 80 мм) и 20 мм, поперечные листы и трубы 10 мм [59, 89]. Участки вертикальных листов от передних проушин до первой трубы из листов 20 мм. На проушины и по 100 мм шириной на вертикальные продольные листы наварены дополнительные листы толщиной по 10 мм.

Карты напряжений приведены на рис. 4.20, карта нагрузок – на рис. 4.21 [89].

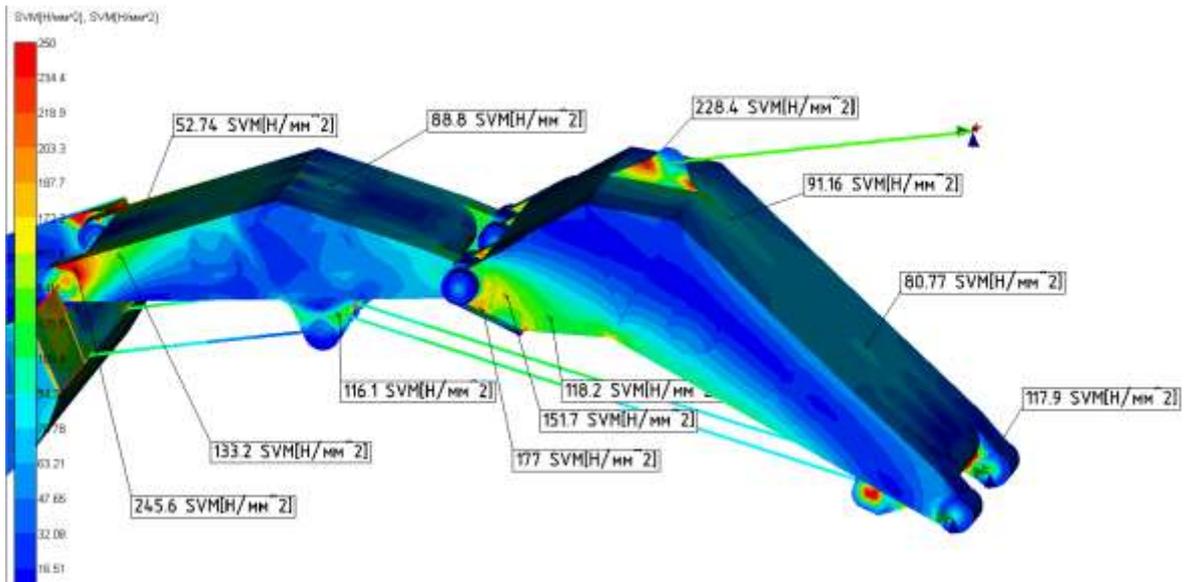


Рисунок 4.20 – Карта напряжений варианта 2

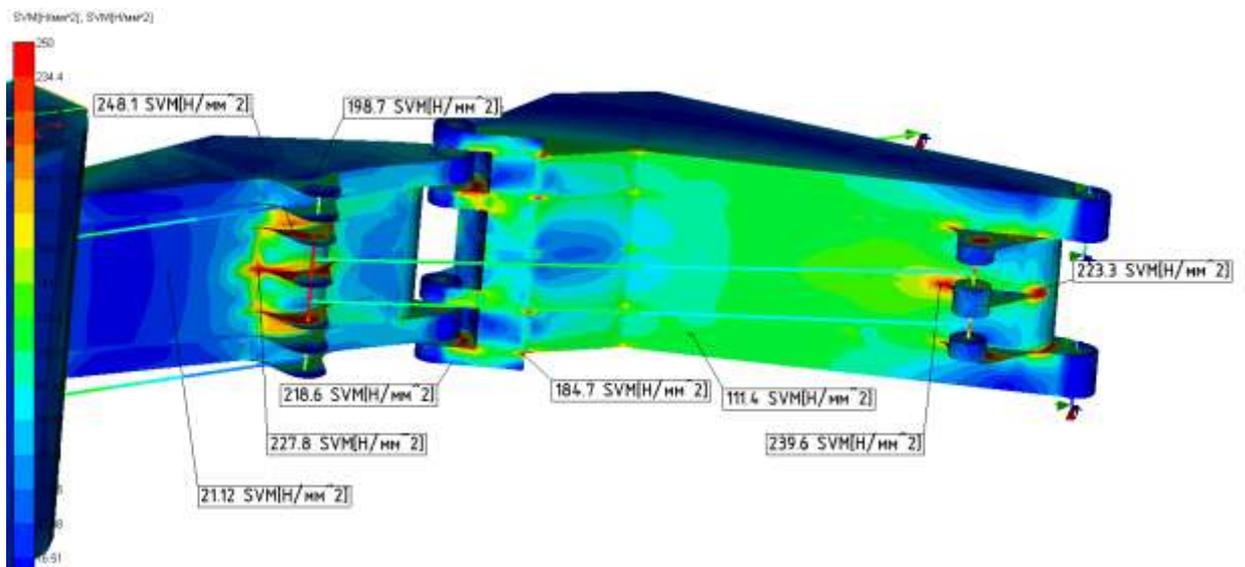


Рисунок 4.21 – Карта нагрузок варианта 2

Суммарная масса стрелы, рукояти и напорной балки 7291, координата центра масс по горизонтали 3,251 м.т [89].

4.6.4. Расчет возможного увеличения производительности экскаватора при применении предлагаемой схемы рабочего оборудования с напорной балкой

Результаты исследования напряженно-деформированного состояния показывают, что возможно уменьшить толщину листов стрелы и рукояти при сохранении расчетных напряжений на том же уровне, что и у базовой модели

экскаватора ЭГ-110. Снижение толщин листов уменьшает массу стрелы и рукояти, уменьшится опрокидывающий момент относительно опорно-поворотного круга. Расчет возможного повышения производительности выполнен по условию сохранения противовеса как на базовой модели. Для обеспечения равенства опрокидывающего момента, можно увеличить за счет вместимости вес ковша.

Исходные данные для расчета для ковша и линейным размерам приняты по чертежам экскаватора, массы и координаты центра масс по расчетным моделям рабочего оборудования.

Таблица 4.4 – Данные по рабочему оборудованию для расчета

	Параметр	Обозначение	Значение
1	Масса груженого ковша, при плотности грунта 2 т/м^3 , кг	$m_{к.гр}$	20210
2	Координата по горизонтали центра масс груженого ковша относительно оси крепления ковша к рукояти, м	$x_{к.гр}$	0,73
3	Расстояние от зуба ковша до оси крепления к рукояти (см. рис. 2.1), м	$L_{СК}$	2,15
4	Суммарная масса стрелы, рукояти и гидроцилиндров стрелы базовой модели	$m_{ро.б}$	14475
5	Координата центра масс стрелы, рукояти и гидроцилиндров стрелы базовой модели по горизонтали относительно пяты стрелы, м	$x_{ро.б}$	3,176
6	Суммарная масса стрелы, рукояти и напорной балки новой модели	$m_{ро.н}$	7730
7	Координата центра масс стрелы, рукояти и напорной балки новой модели по горизонтали относительно пяты стрелы, м	$x_{ро.н}$	3,339
8	Расстояние между осями рукояти (см. рис. 2.1), м	L_{AB}	3,27
9	Угол наклона стрелы в расчетном положении	a_c	25
10	Расстояние между осями стрелы (см. рис. 2.1), м	L_{BC}	4,263
11	Усилие на зубьях ковша при копании, максимальное, кН	F_{max}	400

Определим опрокидывающий момент базовой модели экскаватора ЭГ-110. Равновесие рассматривается относительно опорно-поворотного круга (точка А по рис. 2.1). Возможное увеличение вместимости ковша определится по условию сохранения неизменным опрокидывающего момента относительно точки А [59].

Опрокидывающий момент относительно точки А базовой модели:

$$\begin{aligned}
M_{\text{опр.б}} &= F_{\text{max}}(L_{\text{СК}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + 9.81m_{\text{к.гр}}(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + \\
&+ 9.81 \cdot m_{\text{ро.б}} \cdot x_{\text{ро.б}} = 400 \times [2.15 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] + \\
&+ 9.81 \times 20.2 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] + 9.81 \times 14.475 \times 3.176 = 5445 \text{ кНм}
\end{aligned} \tag{4.6}$$

Опрокидывающий момент относительно точки А новой модели:

$$\begin{aligned}
M_{\text{опр.н}} &= F_{\text{max}}(L_{\text{СК}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + 9.81m_{\text{к.гр}}(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C) + \\
&+ 9.81 \cdot m_{\text{ро.н}} \cdot x_{\text{ро.н}} = 400 \times [2.15 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] + \\
&+ 9.81 \times 20.2 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] + 9.81 \times 7.73 \times 3.339 = 5379 \text{ кНм}
\end{aligned} \tag{4.7}$$

Уменьшение опрокидывающего момента новой модели по сравнению с базовой

$$\Delta M_{\text{опр}} = M_{\text{опр.б}} - M_{\text{опр.н}} = 5445 - 5379 = 66 \text{ кНм}, \tag{4.8}$$

Уменьшение опрокидывающего момента на $\Delta M_{\text{опр}}=66$ кНм.

Определим возможное увеличение вместимости ковша при доведении опрокидывающего момента до момента базовой модели 5445 кНм, т.е. нужно определить на какую величину можно увеличить массу груженого ковша, чтобы получить опрокидывающий момент 66 кНм.

Доля опрокидывающего момента от ковша базовой модели:

$$\begin{aligned}
M_{\text{опр.к}} &= 9.81m_{\text{к.гр}}[(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C)] = \\
&9.81 \times 20.2 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)] = 158 \text{ кНм}
\end{aligned} \tag{4.9}$$

Возможное увеличение массы ковша по для увеличения опрокидывающего момента на $\Delta M_{\text{опр}}=66$ кНм

$$\begin{aligned}
\Delta m_{\text{к.гр}} &= \Delta M_{\text{опр}} / [9.81(x_{\text{к.гр}} + L_{\text{BC}} + L_{\text{AB}} \cos \alpha_C)] = \\
&66 / [9.81 \times [0.73 + 3.27 + 4.263 \cos(25^\circ)]] = 0.734 \text{ т}
\end{aligned} \tag{4.10}$$

Чаще всего в геологических разрезах встречаются породы с плотностью от 1850 до 2700 кг/м³ [63]. Принимаем плотность $\gamma_{\text{п}} = 2$ т/ м³. По этой плотности и значению возможного увеличения массы ковша 0,734 т, получим, что вместимость ковша может быть увеличена:

$$\Delta E_{\text{к}} = \Delta m_{\text{к.гр}} / \gamma_{\text{п}} = 0.734 / 2 = 0.367 \text{ м}^3, \tag{4.11}$$

У базовой модели вместимость ковша $E_{к.б}=5,5 \text{ м}^3$. У модели с измененными параметрами $E_{к.б}=5,5+0,367=5,867 \text{ м}^3$.

Относительная доля увеличения вместимости ковша:

$$\Delta E_{\text{отн.к}} = 5,867 / 5,5 = 1,067 \quad (4.12)$$

Таким образом, предлагаемое рабочее оборудование с напорным механизмом и методика поиска рациональных параметров, основанной на исследованиях напряженно-деформированного состояния, позволяет увеличить производительность экскаватора на 6,7 %.

Такое увеличение не потребует увеличения мощности приводов, массы противовеса и не приведет к увеличению времени цикла, которое у базовой модели равно $T_{ц} = 23 \text{ с}$.

При сохранении продолжительности цикла увеличение производительности будет пропорционально увеличению вместимости ковша. Относительное увеличение производительности составит $\gamma_{\Delta\Pi} = 1,06$, т. е. увеличение производительности на 6,7 %.

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 карьерных гидравлических экскаваторов за счет совершенствования рабочего оборудования, имеющие существенное значение для горнодобывающей отрасли Республики Казахстан и России.

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

1. Разработаны математическая модель, алгоритм и компьютерная программа рабочего процесса карьерного гидравлического экскаватора, позволяющие выполнять: кинематический и силовой анализ традиционной схемы (**базовая модель ЭГ-110**) рабочего оборудования с силовыми гидроцилиндрами поворота стрелы, рукояти и ковша, расчет параметров рабочей зоны экскаватора, расчет возможных усилий копания, поиск максимальных значений усилий в элементах, расчет требуемых скоростей напорного механизма для движения ковша на заданной траектории.

2. Предложена новая конструктивная схема рабочего оборудования, в которой исключены гидроцилиндры поворота стрелы, а для перемещения стрелы и ее удержания использован располагаемый на надстройке напорный механизм с напорной балкой, соединенной с проушиной стрелы (Патент на изобретение № RU 2 772 037 C1 E02F 3/30).

3. Составлено математическое описание, предложен алгоритм и разработана компьютерная программа для **новой схемы** рабочего оборудования гидравлического экскаватора, обеспечивающие расчеты рабочей зоны экскаватора, возможных значений усилий копания, требуемых скоростей напорного механизма движения ковша по заданной траектории.

4. Разработана методика поиска рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора на примере ЭГ-110 с использованием

модуля расчета напряженно-деформированного состояния, доказана возможность снижения массы рабочего оборудования.

5. Подтверждена эффективность предлагаемой схемы рабочего оборудования: масса рабочего оборудования экскаватора по сравнению с базовой схемой рабочего оборудования снижена на 6,7 т, что позволило при сохранении неизменной массы противовеса увеличить вместимость ковша на 0,367 м³ (на 6,7%), соответственно произойдет увеличение производительности также на 6,7%.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК:

1. Трубецкой, К.Н. Состояние и перспективы развития открытых горных работ в XXI веке / К.Н. Трубецкой, М.В. Рыльникова // Открытые горные работы в XXI веке. Том1 // Горный информационно-аналитический бюллетень. Отдельный выпуск. – №45 – 1. – 2015. – С. 21-32
2. Утегенова Э. Е. Обоснование рациональной транспортной системы карьера на основе энергетического критерия: дис..... доктора философии (PhD). – Алматы, 2019.
3. Бахтурин, Ю.А. Современное состояние карьерного транспорта / Ю.А. Бахтурин // Горная техника. – 2005. – С. 6-16.
4. Самолазов, А.В. Основные тенденции развития экскаваторноавтомобильных комплексов /А.В. Самолазов, Н. И. Паладеева, А.А. Беликов // Горная промышленность – №4. – 2009. – С. 20.
5. Трубецкой, К.Н. Современные системы управления горно-транспортными комплексами / К.Н. Трубецкой, А.А. Кулешов, А.Ф. Клебанов, Д.Я. Владимиров: под редакцией акад. РАН К.Н. Трубецкого. – СПб: Наука, 2007. – 306 с.
6. Добыча полезных ископаемых открытым способом: технология, техника и оборудование [электронный ресурс] // Журнал Прогресс технологий. – 2018. – №83. – Режим доступа:
https://proteh.org/magazine_archive/журнал%20прогресс%20технологий%2083.pdf
7. Решетняк, С.П. Основные проблемы проектирования карьеров нового поколения / С.П. Решетняк // Записки Горного института. –СПб. – 2012. –Т.197. – С. 154–158.
8. Кривенко, А. Е. Основы проектирования горных машин и оборудования: Учебное пособие для вузов / А. Е. Кривенко. – Москва : Горная книга, 2010. – 101 с. – ISBN 978-5-98672-236-8.
9. Лукашук, О. А. Машины для разработки грунтов. Проектирование и расчет: учебное пособие: Рекомендовано методическим советом Уральского

федерального университета для студентов вуза, обучающихся по направлениям подготовки 23.03.02 - Наземные транспортно-технологические комплексы, 23.05.02 — Транспортные средства специального назначения / О. А. Лукашук, А. П. Комиссаров, К. Ю. Летнев ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Екатеринбург : Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2018. – 128 с. – ISBN 978-5-7996-2386-9.

10. Шестаков, В. С. Особенности расчета усилий копания и нагрузок на элементы рабочего оборудования гидравлических экскаваторов / В. С. Шестаков, П. А. Колесников // Известия Уральского государственного горного университета. – 2012. – № 27-28. – С. 95-100.

11. Хорошавин, С. А. Повышение эффективности карьерных одноковшовых экскаваторов за счет совершенствования рабочего оборудования : специальность 05.05.06 "Горные машины" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Хорошавин Сергей Александрович. – Екатеринбург, 2015. – 22 с.

12. Комиссаров, А. П. Взаимосвязи конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования экскаваторов / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – № 11(108). – С. 10-14.

13. Комиссаров, А. П. Принципы структурообразования рычажно-гидравлических механизмов горных машин / А. П. Комиссаров // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2003. – № 10. – С. 223-224.

14. Балаховский М.С. Гидравлический экскаватор RH120C фирмы ORENSTEIN-KOPPEL / М.С. Балаховский // Горное оборудование. Экспресс-информация. ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. Сер. 12–2. Вып. 2. С. 1–7.

15. Борщ-Компониец Л. В. Методика оперативной оценки карьерных гидравлических экскаваторов // Горная промышленность. 1996. № 1. С. 29–37.

16. Освоение гидравлических экскаваторов нового поколения в практике открытых разработок / К.Е. Винницкий [и др.] // Горная промышленность, 1998. № 1. С. 30–36.
17. Расчет землеройных машин : учебное пособие / С. А. Шемякин, А. В. Лещинский. - Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского государственного университета, 2014. 55 с. ISBN 978-5-73 89-1435-5.
18. Казаков, В. А. Новые гидравлические экскаваторы ЭГ-110 и ЭГО-110 / В. А. Казаков, Ю. В. Окорочков // Горное оборудование и электромеханика. – 2007. – № 12. – С. 46-50.
19. Штейнцайг В.М. Концепции в конструкциях карьерных гидравлических экскаваторов за рубежом / В.М.Штейнцайг // Горное оборудование. Экспресс-информация. ЦНИИТЭИтяжмаш. 1985. Сер. 2. Вып. 3. С. 1–6.
20. Опыт применения гидравлических экскаваторов в сложных горно-геологических и климатических условиях / А. М. Бураков, С. В. Панишев, Е. Л. Алькова, Д. В. Хосоев // Горная промышленность. – 2022. – № 2. – С. 90-96. – DOI 10.30686/1609-9192-2022-2-90-96
21. Мерзляков, В. Г. Опыт применения карьерных гидравлических экскаваторов Komatsu Mining Germany на предприятиях России / В. Г. Мерзляков, Б. В. Слесарев, В. М. Штейнцайг // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 5. – С. 15-20.
22. Опыт применения гидравлических и канатных экскаваторов на карьере Мурунтау / С. К. Рубцов, А. Г. Шлыков, Е. Н. Кочегаров [и др.] // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2006. – № 3. – С. 268-276.
23. Булес, П. Эффективность эксплуатации на горных предприятиях карьерных экскаваторов с электромеханическим и гидравлическим приводом основных механизмов / П. Булес // Горная промышленность. – 2014. – № 6(118). – С. 36-37.
24. Безкоровайный, П. Г. Анализ применения карьерных гидравлических экскаваторов на разрезах Республики Казахстан / П. Г. Безкоровайный // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности :

сборник трудов XX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 07–08 апреля 2022 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2022. – С. 23-25.

25. URL: https://exkavator.ru/excapedia/technic/eg-110_omz

26. Подэрни, Р. Ю. Мировой рынок поставок современного выемочно-погрузочного оборудования для открытых горных работ / Р. Ю. Подэрни // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2015. – № 2. – С. 148-167.

27. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. Учебник для вузов, 8-е издание. – М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2013. – С. 593.

28. Бабенков, П. Ю. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора / П. Ю. Бабенков, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2018. – № 1(135). – С. 10-15.

29. Безкоровайный, П. Г. Нагрузки на рабочее оборудование гидравлического экскаватора при транспортировании ковша / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XIX международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 20–21 мая 2021 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2021. – С. 243-246.

30. Безкоровайный П.Г., Шестаков В.С., Нестеров В.И. Оптимизация рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 6 (158). – С. 3-8 – DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-3-8.

31. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика /Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Г.С. Маслов. - М.: Высш. шк., 1989. - 352 с

32. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. — 228 с.

33. Подэрни Р. Ю., Петер Б. Эффективность применения мощных гидравлических экскаваторов — результат повышения их надежности //Горная промышленность. 2015. № 1 (119). С. 46.

34. Побегайло П. А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: Выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. — М.: ЛЕНАНД, 2014. — 296 с.

35. Иванов И. Ю., Комиссаров А. П., Телиман И. В., Лукашук О. А. Анализ рычажно-гидравлических механизмов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XV Международной научно-технической конференции.— Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2017. — 410 с. — С. 51—54.

36. Зыков П. А. Методика оптимального выбора модели карьерного одноковшового гидравлического экскаватора под заданные горно-геологические и технические условия//Горное оборудование и электромеханика. — № 1. — 2014. — С. 37—42.

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

38. Побегайло П. А. Математическая модель определения нагруженности одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания //Интерстроймех — 2002. С. 179—181.

39. Shestakov, V. Determination of the working area of a hydraulic excavator / V. Shestakov, T. Franz, P. Bezkorovainyy // E3S Web of Conferences : 18, Ekaterinburg, 02–11 апреля 2020 года. — Ekaterinburg, 2020. — P. 03017. — DOI 10.1051/e3sconf/202017703017.

40. Gruening G. T., Kunze G., Katterfeld A. Simulating the working process construction machines // In: Bulk Solids Europe 2010. Glasgow, Scotland, 2010. 10 p.

41. Frimpong S., Li Y. Virtual Prototype Simulation of Hydraulic Shovel Kinematics for Spatial Characterization in Surface Mining Operation // International

Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment, 2005, Vol. 19, № 4, pp. 238 — 250.

42. Безкоровайный, П. Г. Исследование нагружения рабочего оборудования гидравлического экскаватора при транспортировании ковша / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков, Т. И. Юсупов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2021. – № 11-1. – С. 209-218. – DOI 10.25018/0236_1493_2021_111_0_209.

43. Абдулкаримов, М. К. Расчет мачты буровой установки / М. К. Абдулкаримов, В. И. Саитов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2016. – № 11. – С. 14-27.

44. Безкоровайный, П. Г. Изменение нагрузок на рабочем оборудовании гидравлического экскаватора при копании крайним зубом / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – № 5(151). – С. 3-8. – DOI 10.26730/1816-4528-2020-5-3-8.

45. Машины для земляных работ: Учеб. для вузов /Д.П. Волков, В.Я. Крикун, П.Я. Тотолин и др.; Под ред. Д.П. Волкова. – Машиностроение, 1992. – 448 с.

46. Lukashuk, O. A. Increasing power efficiency of open-pit excavators / O. A. Lukashuk, A. P. Komissarov, K. Y. Letnev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMТМЕ 2019, Sevastopol, 09–13 сентября 2019 года. Vol. 709, 2, Issue 1. – Sevastopol: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 022083. – DOI 10.1088/1757-899X/709/2/022083

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

48. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Телиман И. В. Соотношения активных и реактивных нагрузок в механизмах рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 1. С. 7–10.

49. Патент № 2772037 С1 Российская Федерация, МПК E02F 3/30. Рабочее оборудование экскаватора : № 2021122144 : заявл. 27.07.2021 : опубл. 16.05.2022 / П. Г. Безкоровайный, А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет».

50. Безкоровайный, П. Г. Повышение производительности гидравлических экскаваторов / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. – 2022. – Т. 1. – С. 13-17.

51. Gruening G. T., Kunze G., Katterfeld A. Simulating the working process construction machines // In: Bulk Solids Europe 2010. Glasgow, Scotland, 2010. 10 p.

52. Безкоровайный, П. Г. Определение рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора с напорным звеном / П. Г. Безкоровайный, В. С. Шестаков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2023. – № 1. – С. 25-35. – DOI 10.21440/0536-1028-2023-1-25-35.

53. Thomas J. R. Hughes. The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis. New York: Dover Publications, 2000. 704 с.

54. J. N. Reddy. Introduction to the Finite Element Method, Third Edition (McGraw-Hill Education: New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto, 2006).

55. Замрий А. А. Практический учебный курс. CAD/CAF системы APM WinMachine. Учебное пособие. - М.: Издательство АПМ, 2007. – 144 с.

56. Shestakov, V. Features of designing hydraulic excavator in APM WinMachine / V. Shestakov, P. Babenkov, S. Horoshavin // MATEC Web of Conferences : 2018 International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment, ICMTMTE 2018, Sevastopol, 10–14 сентября 2018 года. Vol. 224. – Sevastopol: EDP Sciences, 2018. – P. 02046. – DOI 10.1051/matecconf/201822402046.

57. Рыбаков В.А. Основы строительной механики легких стальных тонкостенных конструкций. СПб: СПбГПУ, 2015. 207 с.

58. Стружанов, В.В. Теория упругости: основные положения: учеб. пособие / В.В. Стружанов, Н.В. Бурмашева; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Урал. федер. ун-т. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2019. – 204 с.

59. Шестаков В.С., Телиман И.В., Безкоровайный П.Г. Исследование нагруженности рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2024. № 1 (171). С. 18-23. DOI: 10.26730/1816-4528-2024-1-18-23.

60. Марочник сталей и сплавов /В.Г. Сорокин, А.В. Волосникова, С.А. Вяткин и др. Под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.

61. Свод правил СП16.13330.2011. Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81. Москва, 2011.

62. ИЗ-Картекс им. П. Г. Коробкова. Брошюры с техническими характеристиками. URL: <http://iz-kartex.com/karenyie-ekskavatory>

63. Ильницкая Е.И. Свойства горных пород и методы их определения.- М.: Недра, 1973.

64. Шелофаст, В. В. Основы проектирования машин. Примеры решения задач / В. В. Шелофаст, Т. Б. Чугунова ; Шелофаст В. В., Чугунова Т. Б.. – Москва: АПМ, 2004. – 239 с. – ISBN 5-901346-04-1.

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

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

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

68. Программное управление процессом экскавации горных пород карьерным экскаватором / А. П. Комиссаров, Ю. А. Лагунова, О. А. Лукашук, В.

С. Шестаков // Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – № 5(151). – С. 28-33. – DOI 10.26730/1816-4528-2020-5-28-33.

69. Побегайло, П. А. Исследование пропорций рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов / П. А. Побегайло // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2016. – № 5. – С. 107-114.

70. Le Q.H. Study on the architecture of the remote control system for hydraulic excavator / Le Quang Hoan, Yang Soon-Yong // Proc. on 11th International Conference on Control, Automation and Systems, Gyeonggi-do, Korea (South), 26–29 Oct.,– P. 941–945. (2011)

71. Koivo A.J. Modeling and Control of Excavator Dynamics During Digging Operation / A.J. Koivo, M. Thoma, E. Kocaoglan, J. Andrade-Cetto // Journal of Aerospace Engineering.. – Vol. 9, P. 10–18 (1996).

72. Bradley D.A. Artificial intelligence in the control and operation of construction plantthe autonomous robot excavator / D.A. Bradley, D.W. Seward, J.E. Mann, M.R. Goodwin // Automation in Construction.– Vol. 2(3). – P. 217 - 228 (1993).

73. Lagunova, Y. A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators / Y. A. Lagunova, A. P. Komissarov, O. A. Lukashuk // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Tomsk, 04–06 декабря 2017 года. Vol. 327. – Tomsk: Institute of Physics Publishing, 2018. – P. 052024. – DOI 10.1088/1757-899X/327/5/052024.

74. Seward D. Controlling an Intelligent Excavator for Autonomous Digging in Difficult Ground / D. Seward, D. Bradley, J. Mann, M. Goodwin // Proc. ninth International Symposium on Automation and Construction, Tokyo. – P. 743–750. (1992).

75. Frimpong S. Dynamic modeling of hydraulic shovel excavators for geomaterials / S. Frimpong, Y. Hu, H. Inyang // International Journal of Geomechanics. – Vol. 8, 1. – P. 20–29 (2009).

76. Geu Flores F., Kecskemethy A., Pottker A. Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers. 12th IFToMM World Congress, Besancon, June 18-21, 6 p. (2007)

77. Мельников Н.В. Проблемы горной науки на карьерах будущего. - М.: Недра, 1972. - 275 с.

78. О создании карьерных гидравлических экскаваторов / Б. И. Сатовский, Н. Н. Мельников, Л. С. Скобелев, В. М. Штейнцайг // Горный журнал. – 1977. – № 5. – С. 41-45.

79. Штейнцайг В.М. Методика определения параметров и показателей эффективности применения карьерных гидравлических экскаваторов. - М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1980, - 43 с.

80. Nabiullin, R. Development of a digital model of the working process of a hydraulic excavator / R. Nabiullin, A. Komissarov, V. Shestakov // E3S Web of Conferences : 18, Ekaterinburg, 02–11 апреля 2020 года. – Ekaterinburg, 2020. – P. 03012. – DOI 10.1051/e3sconf/202017703012.

81. Логинов, Е. В. Управление эксплуатационным коэффициентом вскрыши при использовании гидравлических экскаваторов типа "обратная лопата" в углубочных системах разработки: специальность 25.00.22 "Геотехнология (подземная, открытая и строительная)" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Логинов Егор Вячеславович, 2018. – 123 с.

82. Телиман, И. В. Обоснование рациональных конструктивных и режимных параметров исполнительных механизмов рабочего оборудования гидравлического экскаватора : специальность 05.05.06 "Горные машины" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Телиман Ирина Викторовна, 2022. – 122 с.

83. Зыков, П. А. Повышение технического уровня карьерных одноковшовых гидравлических экскаваторов на стадии проектирования : специальность 05.05.06 "Горные машины" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Зыков Петр Анатольевич. – Кемерово, 2013. – 18 с.

84. Исследование нагруженности рабочего оборудования гидравлического экскаватора "обратная лопата" / А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков, Р. Ш. Набиуллин, С. А. Хорошавин // Горное оборудование и электромеханика. – 2021. – № 6(158). – С. 15-20. – DOI 10.26730/1816-4528-2021-6-15-20.

85. Hydraulic Excavator Bucket Modeling with a Straight Shovel along a Defined Trajectory / P. G. Bezkorovainyy, I. V. Teliman, N. S. Malybaev, V. S. Shestakov // Material and Mechanical Engineering Technology. – 2023. – Vol. 1, No. 1. – P. 29-33. – DOI 10.52209/2706-977X_2023_1_29.

86. Комиссаров, А. П. Разработка цифровой модели рабочего процесса гидравлического экскаватора / А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков, Р. Ш. Набиуллин // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XVIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 02–03 апреля 2020 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2020. – С. 242-247.

87. Шестаков, В. С. Определение усилий копания в пределах рабочей зоны гидравлического экскаватора / В. С. Шестаков, П. Г. Безкоровайный, Т. П. Франц // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVIII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 02–03 апреля 2020 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2020. – С. 261-265.

88. Франц, Т. П. Исследование напряженно-деформированного состояния мачт буровых установок / Т. П. Франц // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XV Международной научно-технической конференции, Екатеринбург, 20–21 апреля 2017 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2017. – С. 350-353.

89. Шестаков, В. С. Совершенствование рабочего оборудования гидравлического экскаватора / В. С. Шестаков, П. Г. Безкоровайный, И. В. Телиман // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : сборник трудов XXII международной научно-технической

конференции, Екатеринбург, 04–05 апреля 2024 года. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2024. – С. 263-267.

90. Лагунова, Ю. А. Машиностроение. Горные машины. Т. IV-24 / Ю. А. Лагунова, А. П. Комиссаров, В. С. Шестаков - Москва : Машиностроение, 2011. - 496 с. - ISBN 978-5-94275-567-6. - Текст : электронный // ЭБС "Консультант студента":[сайт].-URL :<https://www.studentlibrary.ru/book/ISBN9785942755676.html> (дата обращения: 08.09.2024).

91. Анализ методик расчета производительности карьерных гидравлических экскаваторов / О. И. Литвин, А. А. Хорешок, Д. М. Дубинкин [и др.] // Горная промышленность. – 2022. – № 5. – С. 112-120. – DOI 10.30686/1609-9192-2022-5-112-120.

92. Об изменении эффективной производительности экскаваторов при использовании карьерных самосвалов с различной вместимостью кузова / А. А. Хорешок, Д. М. Дубинкин, С. О. Марков, М. А. Тюленев // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2021. – № 6(148). – С. 85-93. – DOI 10.26730/1999-4125-2021-6-85-93.

93. Оценка показателей работоспособности карьерных экскаваторов в реальных условиях эксплуатации / Д. А. Шибанов, С. Л. Иванов, А. А. Емельянов, Е. В. Пумпур // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2020. – № 10. – С. 86-94. – DOI 10.25018/0236-1493-2020-10-0-86-94.

94. Определение энергоемкости процесса экскавации рабочим оборудованием типа прямая лопата карьерного экскаватора / А. П. Комиссаров, Н. С. Плотников, О. А. Лукашук, К. Ю. Летнев // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2019. – № 1. – С. 112-118. – DOI 10.21440/0536-1028-2019-1-112-118.

95. Летнев, К. Ю. Энергоемкость процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием типа прямая лопата карьерного экскаватора / К. Ю. Летнев // Горное оборудование и электромеханика. – 2019. – № 3(143). – С. 9-13. – DOI 10.26730/1816-4528-2019-3-9-13.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
ПАТЕНТ НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2772037

Рабочее оборудование экскаватора

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный горный университет» (RU)*

Авторы: *Безкорвайный Павел Геннадьевич (RU), Комиссаров Анатолий Павлович (RU), Шестаков Виктор Степанович (RU)*

Заявка № 2021122144

Приоритет изобретения 27 июля 2021 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации 16 мая 2022 г.

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает 27 июля 2041 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

документ подписан электронной подписью
Сертификат 68b8007b14c1910a94edda24145a5c7
Владимир Зубов Юлий Сергеевич
Действителен с 20.05.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** (11) **2 772 037** (13) **C1**

(51) МПК
E02F 3/30 (2006.01)
(52) СПК
E02F 3/30 (2022.02)

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

Статус: действует (последнее изменение статуса: 20.05.2022)
 Пошлина: Установленный срок для уплаты пошлины за 3 год: с 28.07.2023 по 27.07.2023. При
 уплате пошлины за 3 год в дополнительный 6-месячный срок с 28.07.2023 по 27.01.2024
 размер пошлины увеличивается на 50%.

(21)(22) Заявка: [2021122144](#), 27.07.2021(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
27.07.2021Дата регистрации:
16.05.2022Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 27.07.2021(45) Опубликовано: [16.05.2022](#) Бюл. № 14

(56) Список документов, цитированных в отчете о
 поиске: RU 2310044 C2, 10.11.2007. SU
 192087 A1, 26.01.1967. SU 215106 A1,
 19.06.1968. SU 244212 A1, 14.05.1969. SU
 293942 A1, 26.01.1971. RU 2023113 C1,
 15.11.1994. RU 178976 U1, 24.04.2018. US
 1570108 A1, 19.01.1926.

Адрес для переписки:
 620144, Свердловская обл., г. Екатеринбург,
 ул. Куйбышева, 30, ФГБОУ ВО УГГУ,
 Чуркин Василий Алексеевич

(72) Автор(ы):

Безкорвайный Павел Геннадьевич (RU),
 Комиссаров Анатолий Павлович (RU),
 Шестаков Виктор Степанович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

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

(54) Рабочее оборудование экскаватора

(57) Реферат:

Изобретение относится к выемочно-погрузочным машинам и может быть использовано при проектировании одноковшовых экскаваторов. Технический результат - снижение массы стрелы и уменьшение продолжительности рабочего цикла. Рабочее оборудование экскаватора включает стрелу, рукоять, ковш, гидроцилиндры поворота ковша и поворота рукояти. Рабочее оборудование выполнено с напорной штангой, установленной посредством седлового подшипника

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
АКТ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В Диссертационный совет
по специальности 2.8.8 – «Геотехнология,
горные машины» при ФГБОУ ВО
«Уральский Государственный Горный
Университет»

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Мы, нижеподписавшаяся комиссия, в составе:

Ким В.Н. – директор по производству ТОО «KazTechPro»;

Глотов Б.Н. – д.т.н., профессор, профессор кафедры ТТиЛС НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова»;

Кызыров К.Б. – к.т.н. доцент кафедры ТОМиС НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова»;

Безкоровайный П.Г. – ст.преподаватель кафедры «Механика» НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова», аспирант кафедры «Горные машины и комплексы» ФГБОУ ВО «Уральский Государственный Горный Университет» составили настоящий акт о том, что основные положения диссертационной работы Безкоровайного П.Г. на тему «Обоснование рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора» докладывались и получили одобрение на заседании научно-технического совета ТОО «KazTechPro».

Проведенные научные исследования можно характеризовать как научно-обоснованные разработки, которые имеют практическую ценность и рекомендуются к внедрению и использованию при проведении научно-исследовательских и опытно-промышленных работ.

Настоящим письмом подтверждаем положительные итоги внедрения научно-практических результатов диссертации, которые планируются к использованию в будущих проектах, реализуемых в ТОО «KazTechPro».

Данный акт внедрения не является основанием для предъявления каких-либо финансовых претензий, а также требований, связанных с авторскими правами.

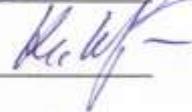
Директор по производству _____

Д.т.н., профессор _____

К.т.н., доцент _____




Глотов Б.Н.

Кызыров К.Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
АКТ ОБ АПРОБАЦИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИИ

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
КФ ТОО «HANZA-FLEX
Гидравлик Алматы»

Демченко В.Ю.
« 8 » сентября 2024г.

АКТ
об апробации результатов, полученных в ходе выполнения
диссертации на соискание ученой степени кандидата наук
аспиранта кафедры «Горные машины и комплексы»
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»
Безкоровайного Павла Геннадьевича

Результаты исследований диссертационной работы «Обоснование рациональных параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора» были рассмотрены комиссией в количестве трех человек в составе:

Председателя
Демченко В.Ю., генерального директора;
Членов комиссии
Жексенбаева Н.И., начальника цеха;
Кантаева А.Г., инженера-гидравлика.

В результате рассмотрения указанной комиссией определена не только теоретическая, но и практическая ценность работы.

Практическая ценность работы состоит в следующем:

- разработано новое конструктивное решение рабочего оборудования гидравлического экскаватора с напорной балкой;
- разработана имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора, которая позволяет определять усилия копания в границах рабочей зоны;
- разработана методика определения рациональных параметров рабочего оборудования, которая позволяет снизить массу металлоконструкций рабочего оборудования.

Настоящим подтверждаем, что результаты диссертационного исследования могут быть использованы при проведении текущих ремонтных работ рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, а так же при обучении операторов-экскаваторщиков и повышении квалификации рабочего персонала.

Председатель комиссии

Члены комиссии





Демченко В.Ю.

Жексенбаев Н.И.

Кантаев А.Г.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 4
ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ
РАБОТЫ В УЧЕБНЫЙ ПРОЦЕСС**

**«АБЫЛКАС САГИНОВ АТЫНДАҒЫ
ҚАРАҒАНДЫ ТЕХНИКАЛЫҚ
УНИВЕРСИТЕТІ»
КОММЕРЦИЯЛЫҚ ЕМЕС
АКЦИОНЕРЛІК ҚОҒАМЫ**
100012, Қарағанды қ., Нұрсұлтан Назарбаев даңғалы, 56 үй,
т.а.к.: 56-51-92; факс: 56-03-28
«Bank Abilkas Saginov» АҚ, ЖШ, ЖШ
ИНН КЗ2629981770000358619 (КЗТ), БИК ТЗСНҚЗКА,
БИН 000240004524
E-mail: kato@kato.kz



**NON-PROFIT
JOINT-STOCK COMPANY
"ABYLKAS SAGINOV
KARAGANDA TECHNICAL UNIVERSITY»**

56, Nursultan Nazarbayev Avenue, Karaganda, 100012,
tel: 56-51-92; Fax: 56-03-28
Kas branch of JSC «Jysan Bank»,
ИНН КЗ2629981770000358619 (КЗТ), БИК ТЗСНҚЗКА
БИН 000240004524
E-mail: kato@kato.kz

**НЕКОММЕРЧЕСКОЕ
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«КАРАГАНДИНСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ
АБЫЛКАСА САГИНОВА»**
100012, с. Караганда, Проспект Нурсултана Назарбаева, 56,
т.а.к.: 56-51-92; факс: 56-03-28
ИП АО «Jysan Bank»,
ИНН КЗ2629981770000358619 (КЗТ), БИК ТЗСНҚЗКА,
БИН 000240004524
E-mail: kato@kato.kz

24.04.2024 г. № 31.2/2511

Председателю диссертационного
совета 24.2.423.02
Лель Ю.И.

О внедрении

АКТ

**внедрения результатов научно-исследовательской работы
в учебный процесс**

Настоящий акт составлен о том, что разработанные в диссертационной работе Безкоровойного Павла Геннадьевича методика определения возможных усилий копания по значениям максимальных усилий на штоках гидроцилиндров на основе имитационной модели функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора и методика оптимизации параметров рабочего оборудования, основанная на использовании расчетных модулей анализа напряженно-деформированного состояния (MS Excel, ARM WinMachine), включены в перечень изучаемых тем базовых и профилирующих дисциплин образовательных программ бакалавриата 6В07111 «Технологические машины и оборудование (по отраслям)» и магистратуры 7М07109 «Технологические машины и оборудование», реализуемых в НАО «Карагандинский технический университет имени Абылкаса Сагинова».

Перечень дисциплин образовательной программы 6В07111 «Технологические машины и оборудование (по отраслям)»: «САПР горных машин», «Проектирование и конструирование горных машин и оборудования».

Перечень дисциплин образовательной программы 7М07109 «Технологические машины и оборудование»: «Средства и системы имитационного моделирования горного оборудования», «Проектирование технологических машин и оборудования (горнодобывающей отрасли)».

Исполнительный директор

А.З. Исагулов

Исп.: Решетникова О.С.
Тел. +77053148456
E-mail: olga.reshetnikova.80@mail.ru