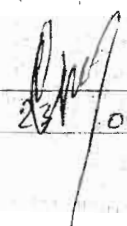



Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Факультет заочный инженерно-экономический
Кафедра «Машины и технологии обработки материалов давлением»

ВКР ПРОВЕРЕНА
Рецензент


_____ 23.06.2016г.


ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой,
д.т.н., профессор


_____ В.Л. Шеркунов
24.06.2016г.

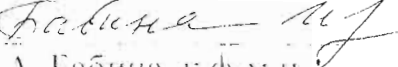
РЕКОНСТРУКЦИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНИЗМА
ЭКСКАВАТОРА – ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
151000.62.2016.771.00 ПЗ ВКР


Консультанты:
Экономический раздел


_____ А.Б. Иванова, к.п.н.
« 17 » июня 2016 г.


Безопасность жизнедеятельности


_____ И.А. Бабина, к.ф-м.н.
« 23 » июня 2016 г.


Руководитель ВКР


_____ Е.А.Храмцов
« 20 » июня 2016 г.

Автор работы
студент группы ПмЗ 478

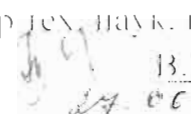

_____ А.В.Щадрин
« 26 » июня 2016 г.

Нормоконтролер


_____ А.В.Нелчинова, ст. преп.
« 26 » июня 2016 г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)

Факультет Заочный инженерно-экономический
Направление подготовки 151000.62 Технологические машины и оборудование
Кафедра Машины и технологии обработки материалов давлением

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой
доктор тех. наук, профессор
 В.И. Шеркунов
27.06 2016г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу студента (ки)

гр. ТмЗ – 478 Шадрина Андрея Валерьевича

1. Тема работы «Реконструкция рабочего органа экскаватора граншееконателя»
утверждена приказом от « 24 » 04 2016г № 838
2. Срок сдачи студентом законченной работы 23 июня 2016г.
3. Исходные данные к работе
 1. Чертеж экскаватора - граншееконателя (общий вид)
 2. Чертеж рабочего органа
 3. Расчетные данные
 4. Научно-техническая литература

4 .Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов)

Аннотация

Оглавление

Введение

Анализ исходных данных

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРА – ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ

Анализ существующих конструкций (патентный обзор) Характеристика разрабатываемой среды. Предварительный анализ и характеристика модернизированного узла.

Конструкторский раздел

ОБЩИЙ РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРА-ГРАНЦЕКОПАТЕЛЯ

Общий кинематический расчет динамической землеройной машины Кинематический расчет привода цепного рабочего органа Производительность машины с выносящей способностью цепного рабочего органа и метателя

РАЗРАБОТКА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ С ГРАНЦЕВИДНЫМ СКРЕБКОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ.

Силовой расчет цепного рабочего органа Расчет натяжного устройства и фрез. Расчет гидросистемы привода рабочего органа динамической землеройной машины. Результаты расчетов и определение рациональных параметров рабочего органа траншеекопателя на основании теоретических и расчетных данных

Безопасность жизнедеятельности

ОСНОВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПЛХПКЛ БЕЗОПАСНОСТИ И ОХРАНЕ ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕПНОГО ГРАНЦЕКОПАТЕЛЯ

Анализ вредных факторов, возникающих при работе цепного траншеекопателя. Нормативные параметры метеорологических условий и допустимое содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны при работе цепного траншеекопателя. Общие положения по охране труда при выполнении земляных работ Правила для лиц, находящихся вблизи цепного

траншеекопателя. Пожарная безопасность и средства тушения пожаров. Расчет устойчивости ценного траншеекопателя.

Экономический раздел

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГОДОВОГО ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКОНСТРУИРОВАННОГО ЦЕННОГО ЭСКВАТОРА

Исходные данные для расчета. Определение годового объема работ. Расчет капитальных затрат. Расчет текущих затрат. Определение годового экономического эффекта. Определение удельной фондоемкости. Определение годовых эксплуатационных издержек. Снижение затрат на материалы. Расчет срока окупаемости. Основные технико-экономические показатели реконструкции

Заключение

Библиографический список

Приложение

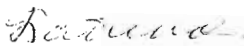

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1	Обзор конструкций рабочих органов траншеекопателей	1 лист
2	Траншеекопатель ценной	2 листа
3	Оборудование рабочее	1 лист
4	Орган ценной рабочий	1 лист
5	Узел приводных звездочек	1 лист
6	Фреза боковая	1 лист
7	Элемент скребковый грунтовыносной	0,5 листа
8	Схема кинематическая	0,5 листа

9	Схема гидравлическая	0,5	шт
10	Показатели технико – экономические	0,5	шт

Всего 10 листов

6. Консультанты по ВКР, с указанием относящихся к ним разделов работы

Раздел	Консультант	Подпись дата	
		Задание выдано	Задание принято
БЖД	Бабина И.А.		
Экономический	Иванова А.Б.		

Дата выдачи задания 23.04.2016 г.

Руководитель Храмцов Евгений Александрович

Задание принято к исполнению 23.04.2016 г.

Студент Шадрин А.В.




КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы	Отметка о выполнении
Анализ исходных данных	02.06.2016	выполнено ЭХ
Конструкторский раздел	11.06.2016	выполнено ЭХ
Экономический раздел	18.06.2016	выполнено ЭХ
Раздел БЖД	23.06.2016	выполнено ЭХ

Зав. кафедрой _____

В.Л. Шеркунов
подпись

В.Л. Шеркунов

Руководитель работы _____

Е.А. Храмов
подпись

Е.А. Храмов

Студент _____

А.В. Шадрин
подпись

подпись

А.В. Шадрин





АННОТАЦИЯ

Шадрин А.В. Реконструкция рабочего органа
Эксватора – траншеекопателя – г.Челябинск:
ЮУрГУ, МиТОМД, 2016, 105 с., 26 ил., 19
табл., 6 прил. Библиографический список – 11
наименования.

В выпускной квалификационной работе проанализированы основные направления развития рабочих органов экскаватора – траншеекопателя, а также патентных материалов, которые позволили установить основные тенденции развития экскавационных машин. Рассмотрены характеристики разрабатываемых сред. Проведены: кинематический расчет, расчет производительности машины. Рассчитан и спроектирован новый рабочий орган землеройной машины с выносящей способностью.

В программе Компас – 3D спроектирован чертежи цепного траншеекопателя, его рабочего оборудования, натяжного устройства, боковой фрезы, скребкового трапецевидного элемента рабочего органа, а также гидравлическая схема привода и кинематическая схема экскаватора – траншеекопателя.

Произведено обеспечение требований безопасности при реконструкции рабочего органа, рассчитаны затраты и обоснована экономическая оценка от внедрения результатов дипломного проекта.

<i>151000.62.2016.771.00.00.ПЗ</i>								
	<i>Имя</i>	<i>Долг</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Реконструкция рабочего органа экскаватора – траншеекопателя</i>	<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разработано</i>	<i>Шадрин А.В.</i>			<i>26.06.16</i>		<i>ВКР</i>	<i>7</i>	<i>105</i>
<i>Проверено</i>	<i>Артюхов Е. А.</i>			<i>26.06.16</i>		<i>ЮУрГУ г. Челябинск Кафедра МиТОМД</i>		
<i>Исполнено</i>	<i>Петушилова А.В.</i>			<i>26.06.16</i>				
<i>Утверждено</i>	<i>Шеркунов В.Г.</i>			<i>26.06.16</i>				

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	10
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРА – ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ.....	11
1.1 Основные направления и общие тенденции развития рабочих органов экскаватора.....	11
1.2 Анализ существующих конструкций (патентный обзор).....	12
1.2.1 Рабочее оборудование землеройной машины.....	12
1.2.2 Рабочее оборудование землеройной машины.....	13
1.2.3 Траншеекопатель.....	15
1.2.4 Экскаваторное устройство для использования с тягачом.....	16
1.3 Характеристика разрабатываемой средой.....	17
1.4 Предварительный анализ и характеристика модернизированного узла.....	22
2 ОБЩИЙ РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРА-ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ.....	23
2.1 Общий кинематический расчет динамической землеройной машины.....	23
2.1.1 Определение центра масс машины.....	23
2.1.2 Кинематический расчет привода цепного рабочего органа.....	31
2.2 Производительность машины с выносящей способностью цепного рабочего органа и метателя.....	33
3 РАЗРАБОТКА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ С ТРАНШЕИВУДНЫМ СКРЫТКОВЫМ ЭЛИМЕНТОМ.....	34
3.1 Силовой расчет цепного рабочего органа.....	34
3.1.1 Расчет цепного рабочего органа.....	35
3.1.2 Расчет сил резания боковой фрезой.....	37
3.1.3 Рассчитываем приведенную глубину резания.....	39
3.2 Расчет натяжного устройства и фрез.....	45
3.3 Расчет гидросистемы привода рабочего органа динамической землеройной машины.....	47
3.3.1 Расчет гидроцилиндров привода.....	52
3.3.2 Расчет трубопроводов гидропривода.....	57
3.3.3 Определение КПД гидравлического привода РО.....	62
3.4 Результаты расчетов и определение рациональных параметров рабочего органа траншеекопателя на основании теоретических и расчетных данных.....	64
4 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	70
4.1 Определение годового экономического эффекта от применения реконструированного цепного экскаватора.....	70
4.2 Определение годового объема работ.....	71
4.3 Расчет капитальных затрат.....	73
4.4 Расчет текущих затрат.....	73
4.5 Определение годового экономического эффекта.....	76
4.6 Определение удельной фондоемкости.....	76
4.7 Определение годовых эксплуатационных издержек.....	76
4.8 Снижение затрат на материалы.....	77
4.9 Расчет срока окупаемости.....	77

5 ОХРАНА ТРУДА И ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ.....	79
5.1 Анализ вредных факторов, возникающих при работе цепного траншеекопателя.....	79
5.2 Нормативные параметры метеорологических условий и допустимое содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны при работе цепного траншеекопателя.....	84
5.3 Общие положения по охране труда при выполнении земляных работ.....	85
5.4 Правила для лиц, находящихся вблизи цепного траншеекопателя.....	90
5.5 Пожарная безопасность и средства тушения пожаров.....	91
5.6 Расчет устойчивости цепного траншеекопателя.....	93
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	98
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	99
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	100
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	101
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	102
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	103
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	104
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	105

ВВЕДЕНИЕ

В различных отраслях народного хозяйства ежегодно выполняются громадные объемы земляных работ, преобладающая часть которых производится экскаваторами.

Экскаваторами называют землеройные машины, предназначенные для разработки и перемещения грунта.

Отечественное экскаваторостроение интенсивно развивается после Великой Отечественной войны. В 1955 году было выпущено свыше 4500 экскаваторов. В 1965-1975 годах произошел коренной перелом в экскаваторостроении резко увеличился выпуск машин с гидравлическим приводом. Вызвано это тем, что гидравлические экскаваторы позволяют не только в 1,5...2 раза повысить производительность по сравнению с экскаваторами других типов, но и значительно поднять уровень механизации многих видов земляных работ за счет использования большого числа сменных видов рабочего оборудования и рабочих органов. Важность повышения эффективности строительной техники вызвана необходимостью значительно сократить затраты ручного труда в строительных организациях новыми высокопроизводительными машинами.

Из основ создания динамических машин можно сделать вывод, что основной задачей является создание машины, которая выполняла бы операции быстро и четко. При отрывании траншей такая проблема существует. Неоднородность грунтового массива, изменение его физико-механических свойств во времени и пространстве отрицательно влияют на технологичность процесса разработки котлованов в грунтах. Направлением развития динамических землеройных машин есть создание универсальной машины, которая бы объединяла движения разного рода и характера, а возможно и технологические процессы.

Целью работы является определение рациональных параметров рабочего органа (РО) экскаватора – траншеекопателя и разработка новой конструкции РО со скребковыми грунтовыносными элементами, которые имеют криволинейную

форму. Данная реконструкция позволяет повысить техническую
производительность экскаватора – траншеекопателя

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРА – ТРАНСПОРТНОГО

1.1 Основные направления и общие тенденции развития рабочих органов экскаватора

Анализ развития землеройных машин и патентных материалов позволяет установить следующие основные тенденции в развитии рабочих органов

– увеличение размеров соответственно повышенной мощности машины
– разделение на функциональные элементы и узлы в соответствии с особенностями процессов взаимодействия с грунтом;

– применение устройств, интенсифицирующих копанье, транспортирование и разгрузку грунта;

– применение устройств, обеспечивающих оптимизацию параметров в процессе работы в зависимости от выполняемых операций; применение новых физических методов разрушения грунтов

Общие тенденции развития конструкции экскаватора связаны с совершенствованием конструкции базовых машин экскаватора и РО. Наиболее важными из них являются:

– расширение типоразмерного ряда в направлении создания малогабаритных и тяжёлых машин;

– повышение удельной мощности при сравнительно небольшом увеличении массы;

– применение более прочных материалов, введение смазки, защитных устройств;

– снижение трудоёмкости технического обслуживания

– улучшение условий труда за счёт снижения трудоёмкости управления машиной, уменьшение шума, вибраций, загазованности, запылённости,

– повышения безопасности работы оператора, благодаря внедрению защиты

– расширение номенклатуры экскаваторного оборудования (ковши с рыхлителем, сферические и полусферические РО);

- создание тяжёлых экскаваторов на базе стареющих платформ;
- использование автоматических (вместо ручных) систем управления РО;
- расширение области применения экскаватора путём использования сменного РО.

1.2 Анализ существующих конструкций (патентный обзор)

1.2.1 Рабочее оборудование землеройной машины

Патент Украины № 98126408, опубликованный 15.02.2001, Бюл. № 1, 2001 г.
 Авторы: Петренко Николай Николаевич, Василенко Фёдор Иванович, Марченко Константин Николаевич, Кировоградский институт сельскохозяйственного машиностроения "Рабочее оборудование землеройной машины" (смотри рисунок 1).

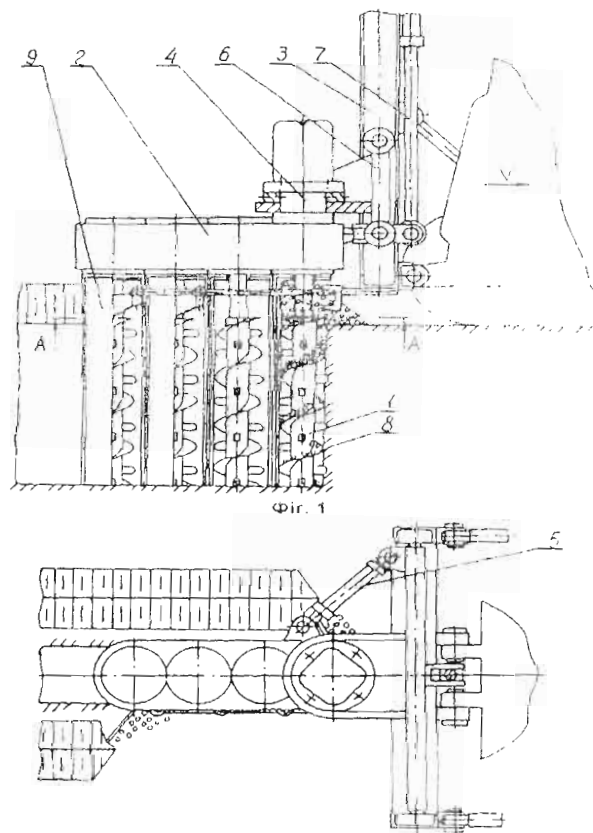


Рисунок 1 – Рабочее оборудование землеройной машины

Рабочее оборудование землеройной машины, которая содержит поворот с установленными на его валах рабочими органами, механизм выдачи грунта, которое отличается тем, что рабочие органы размещены вертикально на валах привода, который выполнен как редуктор, установленный на раме с возможностью поворота в горизонтальной плоскости и перемещение в вертикальной плоскости, а механизм выдачи грунта состоит из винтовых поверхностей, размещенных на рабочих органах и кожухов.

Задача, которая решается изобретением, является повышение эффективности производительности машины за счет совмещения операции по переналдке рабочего оборудования, соответственно, заданным размерам траншей с основным рабочим процессом, обеспечение бесступенчатого варьирования ширины траншей за счет изменения взаимного положения фрез в горизонтальной плоскости, глубины копания за счет возможности перемещения рабочих органов в вертикальной плоскости.

Поставленная задача решается тем, что рабочие органы размещены вертикально на валах привода, который выполнен как редуктор, установленный на раме с возможностью поворота в горизонтальной плоскости и перемещение в вертикальной плоскости, а механизм выдачи грунта состоит из винтовых поверхностей, размещенных на рабочих органах, и кожухов. Выдвижение рабочих органов с подвижным приводом относительно рамы дает возможность приводить параметры рабочего оборудования к соответственно с заданными размерами траншей.

1.2.2 Рабочее оборудование землеройной машины

Патент Украины № 4777487/03, опубликованный 15.03.92. Бюл. № 10. Авторы: А.Ю. Ким, А.С. Мусанров, В.В. Тарасов, Ф.А. Чеботарев, В.А. Ким и В.И. Зеленский. Целиноградский инженерно-строительный институт "Рабочее оборудование землеройной машины" (смотри рисунок 2)

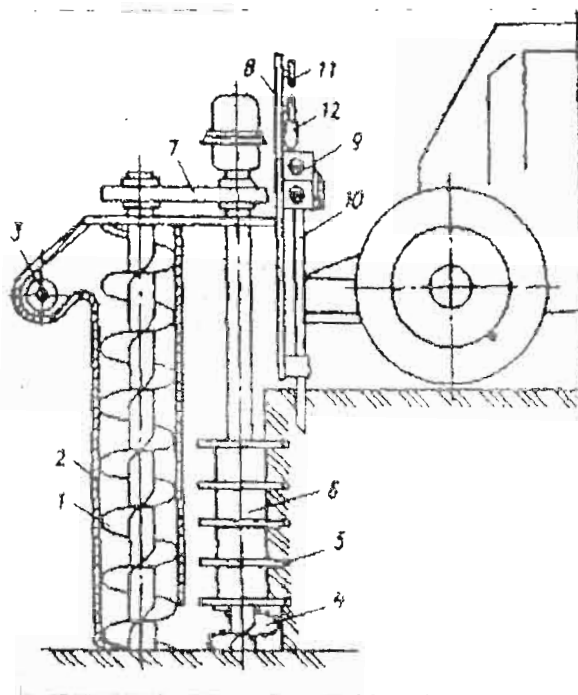


Рисунок 2 – Рабочее оборудование землеройной машины

Изобретение относится к рабочему оборудованию землеройных машин. Цель – снижение энергоемкости разрушения грунта и повышение производительности. Рабочее оборудование землеройная машина смонтировано на базовой машине и имеет параллельно расположенные режущий орган – тракторный вибромолот 9 с клином 10. Режущий орган, выполненный в нижней части, из прерывчатого шнека 4 с резцами, а в верхней – из секторных ножей 5, между которыми расположены цилиндрические фрезы 6. Транспортирующий орган выполнен в виде шнека 1 с кожухом 2. Возвратно-поступательное перемещение вибромолота вырабатывается с помощью механизма, выполненного в виде гидроцилиндра и канатно-блочной системы. Приводом 7 приводится шнек 1 и режущий орган. При этом секторные ножи 5 делают поперечную нарезку в виде горизонтальных канавок, а резцы шнека 4 срезают грунт у дна канавки. В период замедления происходит скол разрезанных пластов грунта клином 10, прикрепленным к вибромолоту 9, вращающиеся секторные ножи захватывают в забое разработанный грунт, который разрыхляется вращающимися цилиндрическими фрезами 6. Грунт проваливается в зону шнека 4 и потом поступает на шнек 1.

1.2.3 Граншекопатель

Авторское свидетельство №4931149/03, опубликованное 23.01.93. Бюл. №3
Авторы: А.Ю.Ким, В.И.Зеленский, В.А.Ким, А.М. Цурквянов и М.Д.Бенесков
Целиноградский инженерно-строительный институт "Граншекопатель" (смотри
рисунок 3).

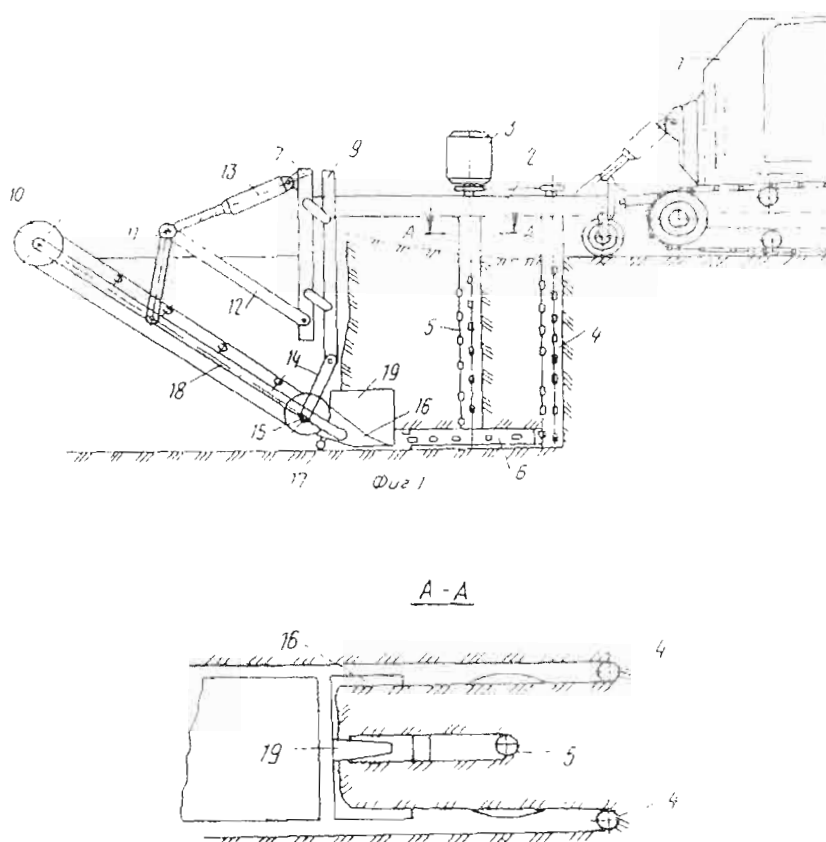


Рисунок 3 Граншекопатель

Суть изобретения: траншекопатель имеет режущие рабочие органы, в виде вертикальных шнеков и транспортирующий орган с поперечной. Последний выполнен в виде шарнирного четырехзвенника, коромысло которого нижними концами шарнирно соединено с транспортирующим органом, а верхними с гидродомом, связан с верхней частью монтажной стойки, а с помощью рычага - с ее нижней частью. Другое коромысло связано с нижним концом поперечной стойки, подвешенной с помощью сервы к монтажной стойке. Один шнек имеет дисковую фрезу для подрезывания грунта в дне траншеи

Конструкция траншеекопателя, отличается тем, что с целью повышения производительности путем снижения сопротивления разрушения грунта клиновыми режущими рабочими органами, выполненными в виде вертикальных шнеков, один из которых, расположенный перед транспортирующим органом, снабжен дисковой фрезой для подрезания грунта у дна траншеи, а механизм подвески транспортирующего органа выполнен в виде шарнирного четырехзвенника, коромысла которого нижними концами шарнирно соединены с транспортирующим органом, а верхними, связан с верхней частью монтажной стойки, а с помощью рычага - с ее нижней частью, а другое связанное с нижним концом подвижной стойки, подвешенной с помощью сервы к монтажной раме

1.2.4 Экскаваторное устройство для использования с тягачом

Патент России № 95073158, опубликованный 16.10.2000, Бюл. № 9-2000

Авторы: Шихов Джек, "Джей мастенброк энд компани лимитед" (СЗ (смотри рисунок 4)

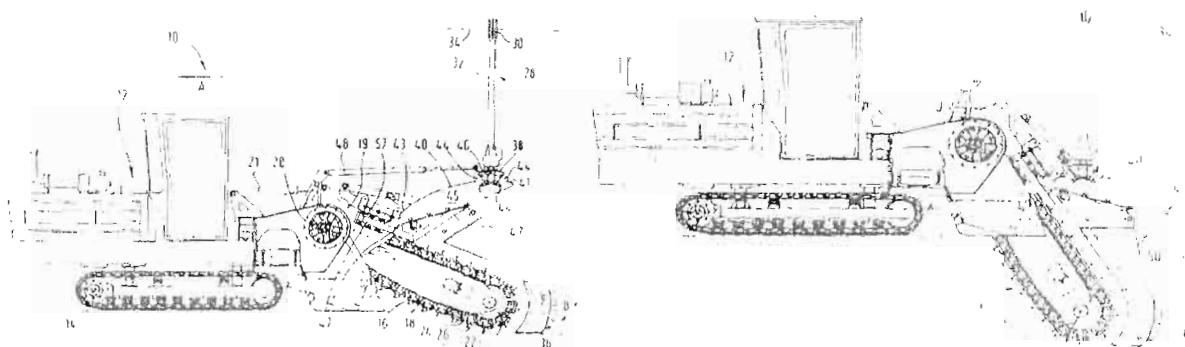


Рисунок 4 - Экскаваторное устройство для использования с тягачом

Экскаваторное устройство, содержит тягач с оборудованием для рытья траншей, дно которого параллельно опорному устройству, при этом рабочее оборудование имеет множество режущих инструментов, которые в самом нижнем участке оборудования вращаются по траектории, которая проходит вокруг вращающегося элемента, расположенного в нижней части, с целью разрушения грунта, причем оборудование имеет сенсорное устройство для выявления поступающих сигналов

Рабочее оборудование, в котором средство для определения траектории движения за счет сенсорного оборудования содержит дугообразное направляющее устройство, которое имеет центр кривизны в области оси вращения режущего рабочего органа

1.3. Характеристика разрабатываемой среды

Грунтами называются горные породы, из которых состоит верхний слой земной коры. Обычно это верхний слой глубиной до 10м. Встречаются

разнообразные грунтовые условия как по гранулометрическому составу (пески) глины, суглинки, так и по влажности, плотности и температуре (такие как мерзлые).

По проницаемости состоящие и механической прочности в грунты делятся на скальные, полускальные, крупнообломочные, песчаные и глинистые

Основными параметрами характеризующие состояние грунта являются его физико-механические свойства, а именно: гранулометрический состав, плотность, пористость, влажность, разрыхляемость, сжимаемость, прочность, сцепляемость, трещино, абразивность, липкость, скорость распространения деформационных волн

Плотность ρ (кг/м³)- отношение массы грунта к его объему

Пористость - отношение объема пор ко всему объему грунта

Влажность - отношение массы воды, заключенной в порах грунта, к массе твердых частиц грунта.

Разрыхляемость - способность грунта увеличиваться в объеме в процессе его разработки, и определяется коэффициентом

Сжимаемость - способность под воздействием внешних нагрузок изменять свое строение на более компактное. Определяется модулем деформации.

Прочность - способность сопротивляться сжатию, сдвигу и разрыву

Абразивность - свойство грунтов с частицами большей твердости изнашивать рабочие органы, элементы ходовых устройств землеройных машин

Липкость - свойство грунтов прилипать к рабочим поверхностям элементов машины, взаимодействующих с ним.

Скорость распространения деформационных волн - определяет сопротивление динамическому разрушению

Грунты разделяются на категории в зависимости от трудности их разработки, т.е. плотности и наименованию

Существует несколько видов классификации грунтов, но наиболее распространенным является классификация предложенная Д.И. Завенциным основанная на непользовании плотномером Дорн IIII.

Главная практическая цель изучения процесса резания грунтов - отыскать способы наименее энергоёмкого и наиболее производительного отделение грунтов от массива

Внедряясь в грунт и двигаясь вперед, режущий клин отделяет его часть называемую стружкой оставляет после себя прорезь. В процессе резания грунтов вследствие большого разнообразия свойств и состояния грунтов и сложной природы связей между частицами стружка может быть следующих видов: сливная (а), ступенчатая (б), элементная (в) и отрыва (г) (смотри рисунок 5)

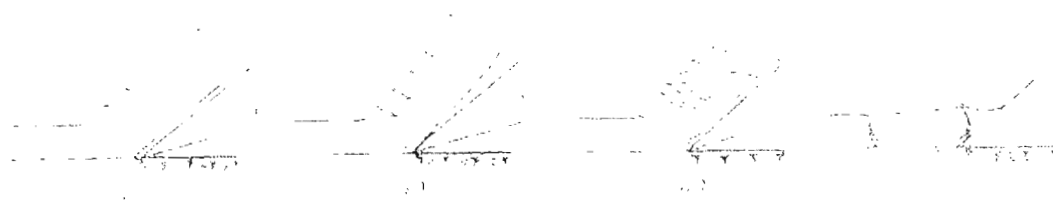


Рисунок 5 - Виды стружек при резании грунтов

а - сливная, б - ступенчатая, в - элементная, г - отрыва

На влажных глинчатых и глинистых грунтах чаще всего образуется сливная стружка (в виде сплошной ленты, гладкой со стороны реза и шероховатой, но почти без существенных неровностей на внешней поверхности), на супесчаных и глинистых грунтах нормальной влажности - ступенчатая стружка (последовательные элементы стружки после отделения от массива соединяются вновь), на достаточно сухих и прочных - элементная (состоит из отдельных кусков материала) и на

прочных хрупких скальных и мерзлых грунтах – стружка отрыва (связывается между собой куски материала неправильной формы)

В зависимости от положения режущего инструмента в грунтовом массиве различают следующие разновидности резания: заблокированное, с одной и двумя поверхностями бокового среза, полублокированное и свободное (смотри рисунок 6).

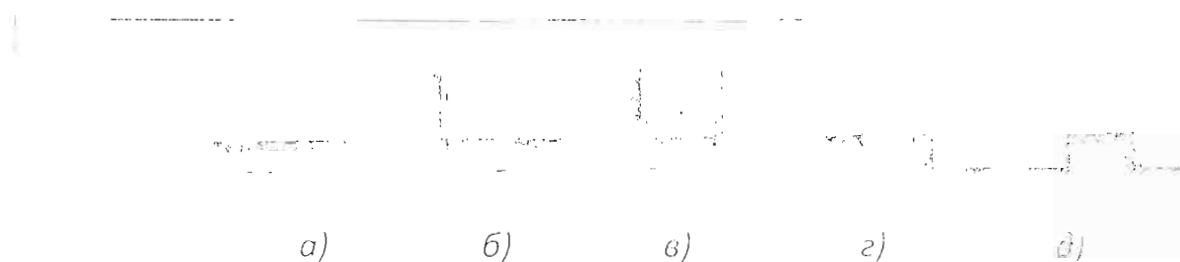


Рисунок 6 – Разновидности резания с отделением стружки

а - заблокированное резание; б - резание с одной поверхностью бокового среза; в - резание с двумя поверхностями бокового среза; г - полусвободное резание; д - свободное резание

В процессе заблокированного резания грунт разрушается в прорезе так, прорези, ширина которой на поверхности существенно больше ширины b ножа на некоторой глубине. Прорезь расширяется и ее боковые поверхности образуют поверхность массива определенным углом φ , зависящим от вида грунта и его состояния. Расширение грунтовой прорези в ее верхней части уменьшается по мере увеличения их пластичности.

При резании грунт разрушается в результате развития в нем сложного напряженного состояния, и этот процесс перед лобовой гранью ножа и по боковым расширениям прорези протекает по-разному. Сопротивление грунта размещено в боковых расширениях прорези (здесь преобладают деформации сдвига и сжатия) отнесенное к единице площади их сечений, в 2-4 раза меньше, чем соответствующее удельное лобовое сопротивление по ширине b ножа, где преобладают деформации сжатия и сдвига грунта.

Ю.А. Ветровым было установлено, что при резании грунта форма поперечного реза грунта принимает трапециевидальную форму (смотри рисунок 7) после чего он предложил учитывать при определении силы резания фактор пространственности.

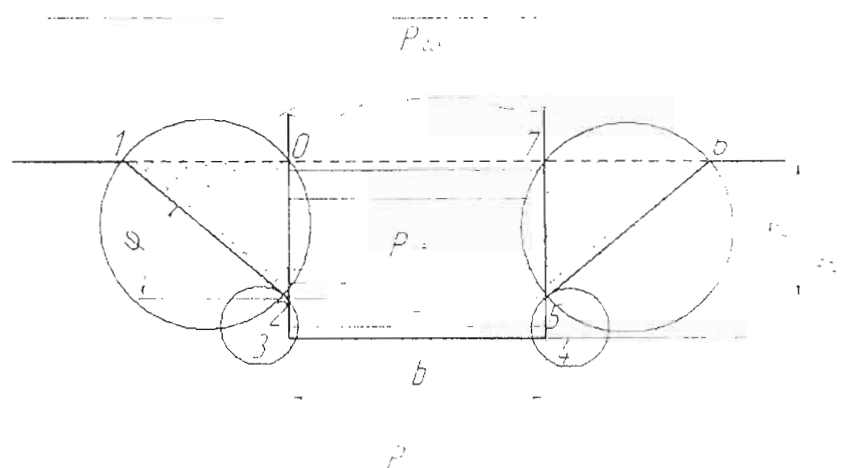


Рисунок 7 - Образование прорези, зоны действия составляющих сил резания при кончании острым ножом

При резании грунт разрушается в результате развития в нем сложного напряженного состояния, и этот процесс перед лобовой гранью ножа и по боковым расширениям прорези протекает по-разному. Сопротивление грунта разрушению в боковых расширениях прорези (здесь преобладают деформации отрыва и сдвига) отнесенное к единице площади их сечений, в 2-4 раза меньше, чем соответствующее удельное лобовое сопротивление по ширине b ножа, где преобладают деформации сжатия и сдвига грунта.

Такие закономерности, как показывает опыт, сохраняются лишь до определенного соотношения между шириной и толщиной среза, соответствующего критической глубине $h_{кр}$ резания. При $h > h_{кр}$ (например, форма прорези $ABC-D-E-P$) изменяется в основном только глубина центральной части прорези, а AB и DE по верхней части практически не изменяются. Критической глубине резания, как правило, соответствует наименьшая энергоемкость резания, что должно учитываться при создании и эксплуатации

Было установлено:

- боковые расширения прорези возрастают пропорционально увеличению ширины ножа, но до определенных его размеров, и последующее увеличение не приводит к увеличению боковых расширений прорези (смотри рисунок 8 а);
- объем грунта или зона разрушения, отделяемая от массива при резании ножом, увеличивается до определенной глубины и дальнейшее увеличение ножа является не целесообразным, т.к. не приводит к увеличению отделяемой зоны (смотри рисунок 8 б);

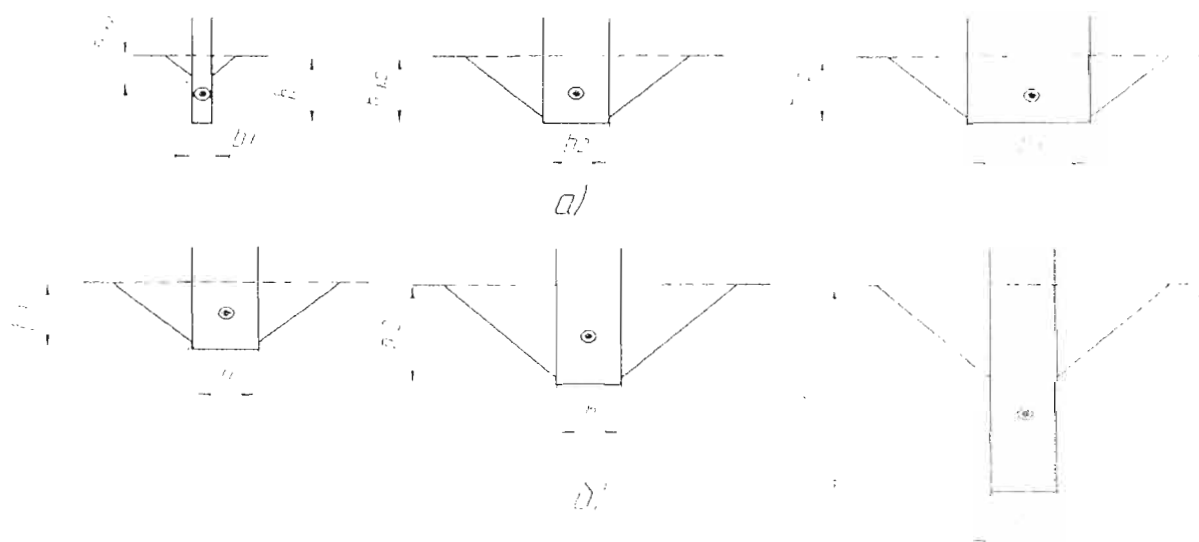


Рисунок 8 – Изменения прорези и размеров боковых ее расширений
а – при увеличении ширины ножа; б – при увеличении глубины резания

Большое влияние на сопротивление грунта резанию оказывают изнашивание режущего инструмента рабочих органов и затупление его. При разработке грунта изношенными рабочими органами на поверхности его затупления, форма и размеры которой обычно характеризуются размерами z и r радиусом r , образуется нарост уплотненного грунта — ядро I. Это ядро грунта перемещается вместе с рабочим органом, увеличивая радиус затупления, смятия грунта и сопротивление движению рабочего органа. Поверхность износа по задней грани режущего катка, характеризуемая размером z , составляет к траектории резания обычно отрицательный задний угол θ_1 , который может достигать 7-10°. Поэтому на площадке износа задней грани при движении режущего элемента возникают

значительные дополнительные сопротивления на смятие и уплотнение грунта по следу его движения.

1.4 Предварительный анализ и характеристика модернизированного узла

Анализ патентных данных показал, что альтернативной разработкой грунта является модульная разработка. Причем используются рабочие органы разного назначения и функционального исполнения.

Очевидным есть то, что конструкция цепного траншеекопателя с двумя подвижными цепями есть наиболее целесообразной.

С этой целью мной предложена конструкция цепного рабочего органа траншеекопателя со скребковыми грунтовыносными элементами, благодаря чему в рабочем органе объединяется разрушение грунту и его вынос из забоя и подачу его на метатель.

При проектировании рабочего оборудование будем руководствуемся тем фактом, что основные узлы: ходовая часть, силовая установка, платформа, рабочий орган, элементы управления должны быть очень близкими к прототипу (смотри рисунок 9).

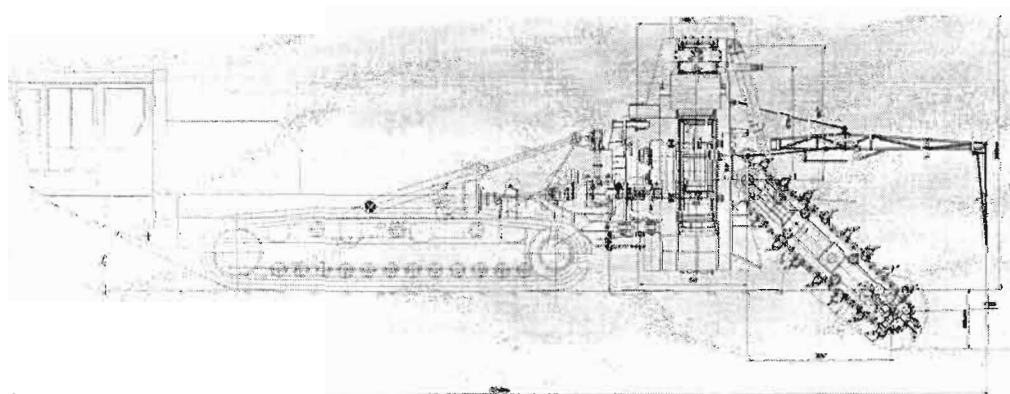


Рисунок 9 – Общий вид модернизированного экскаватора.

Таблица 1 ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Базовый трактор:	
Мощность, кВт	250
Управление	гидравлическое
Масса, кг	25000
Рабочее оборудование:	
Количество рабочих органов, шт.	2
Максимальное усилие на рабочем органе кН, не более	2175
Тип привода	гидравлический
Масса навесного оборудования, кг	11730

2 ОБЩИЙ РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРА-ГРАВИЛКОПАТЕЛЯ

2.1 Общий кинематический расчет динамической землеройной машины

2.1.1 Определение центра масс машины

При определении центра масс машины начало системы координат x, y, z принимаем в точке сечения проекции оси ведущих колес на опорную поверхность с вертикальной продольной плоскостью симметрии машины.

Ось машины x лежит на опорной поверхности и направлена в сторону кормы, ось z направлена вертикально вверх. Ось y направлена к правому борту машины (смотри рисунок 10).

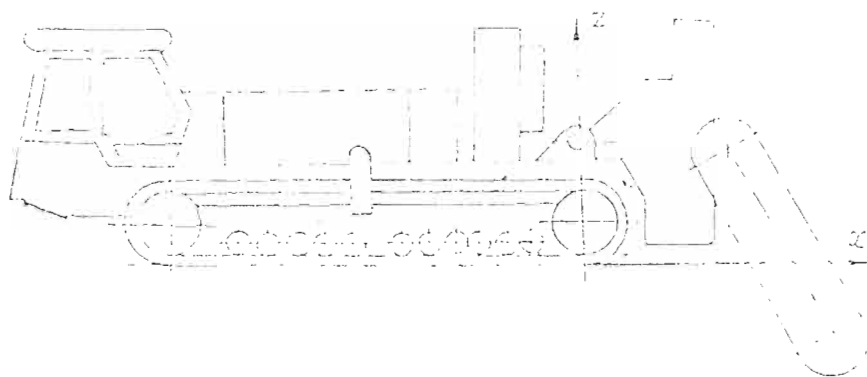


Рисунок 10 - Определению центра массы машины

В таблице 2 определено положения центра масс машины в рабочем положении при рытье котлована глубиной 0,8 м.

Таблица 2 - Центра масс машины в рабочем положении

Название элементов	m, кг	x, м	z, м
1	2	3	4
Базовый тягач	25000	-3,200	0,816
Экшнаж 1 чет	80	-6,685	2,2
Базовый тягач с экшнажем	25080	-3,211	0,82
Рама РО	830	3,67	0,59
Цепь	1700	3,67	0,59
Натяжной вал	370	4,691	-0,32

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4
Приводные валы	820	2,66	1,51
Фрезы 4 шт.	160	4,691	-0,32
Ферма	100	5,941	1,9
Рабочий орган с фрезами	4080	3,655	0,689
Корпус метателя	3800	2,2	1,85
Раздаточная коробка	1085	1,4	1,7
Раздаточный редуктор	355	2,52	1,5
Гидроцилиндры рабочего органа	300	2,5	2,95
Корпус метателя с узлами	5540	2,094	1,858
Рама промежуточная	670	0,63	1,3
Гидроцилиндры	80	1,05	0,88
Палец с трансмиссией	100	0,5	1,3
Рама промежуточная с узлами	850	0,654	1,26
Рама подъема	820	0,35	1,18
Гидроцилиндры перекося	40	0,6	0,85
Рама подъема с узлами	860	0,362	1,126
Гидроцилиндры рабочего органа	400	-1,1	1,3
Рама подъема с узлами и гидроцилиндрами	1260	-0,162	1,181
Рабочее оборудование	11730	2,297	1,345
Машина без экипажа в рабочем положении	36730	-1,445	0,982
Машина с экипажем в рабочем положении	36810	-1,445	0,985

В таблице 3 определены положения центра масс машины при транспортном положении рабочего оборудования.

Таблица 3 - Центры масс машины в транспортном положении

1	2	3	4
Название элементов	м, кг	X, м	Z, м
Базовый тягач	25080	-3,211	0,82
Рабочий орган с фрезами	4080	-2,23	3,96
Корпус метателя	5540	0,8	3,38
Рама промежуточная	850	-0,02	1,99
Рама подъемная	1260	0,15	1,73
Машина с экипажем в транспортном положении	36810	-2,554	1,611

Перевод рабочего оборудования в транспортное положение

Рассмотрим (смотри таблицу 4) полутранспортное положение, которое отвечает началу перевода рабочего оборудования в транспортное положение гидrocилиндрами управления.

Таблица 4 – Центра масс машины в полутранспортном положении

Название элементов	m, кг	x, м	z, м
1	2	3	4
Базовый тягач	25080	-3,211	0,82
Рабочий орган с фрезами	4080	2,83	2,86
Корпус метателя	5540	2,167	1,813
Рама промежуточная	850	0,653	1,260
Рама подъемная	1260	-0,102	1,181
Машина с экипажем в транспортном положении	36810	-1,536	1,218

Устойчивость машины

Транспортное положение:

Определим предельный статический угол спуска из условия продольной устойчивости машины, определим по формуле 1

$$\alpha_{\text{прод}} = \arctg \frac{L+x}{z} = \arctg \frac{3,91 - 2,554}{1,611} = 40^{\circ} 05' \quad (1)$$

где $L = 3,91$ м - расстояние от ведущей звездочки к первому опорному валу

$x = -2,554$ м.

$z = 1,661$ м - координаты центра массы машины в транспортном положении.

Определяем предельный статический угол косогора из условия поперечной устойчивости машины рассчитаем по формуле 2:

$$\alpha_{\text{пр}} = \arctg \frac{0,5B}{z} = \arctg \frac{0,5 \cdot 2,65}{1,611} = 39^{\circ} 26' \quad (2)$$

где $B = 2,65$ м - колея базового тягача по серединам гусениц

Полутранспортное положение

Проверяем устойчивость машины в начале перевода рабочего оборудования в транспортное положение гидrocилиндрами укладки. Для этого определим предельный статический угол подъема из условия продольной устойчивости машины рассчитаем по формуле 3.

$$\alpha_{up} = \arctg \frac{l_{u2} - \lambda}{z} = 41^{\circ}51' \quad (3)$$

где $l_{u2} = -0,445\text{м}$ - расстояние от ведущей звездочки до 12-го опорного катка
 $x = -1,536\text{м}$,
 $z = 1,218\text{м}$ - координаты центра массы машины в полутранспортном положении.

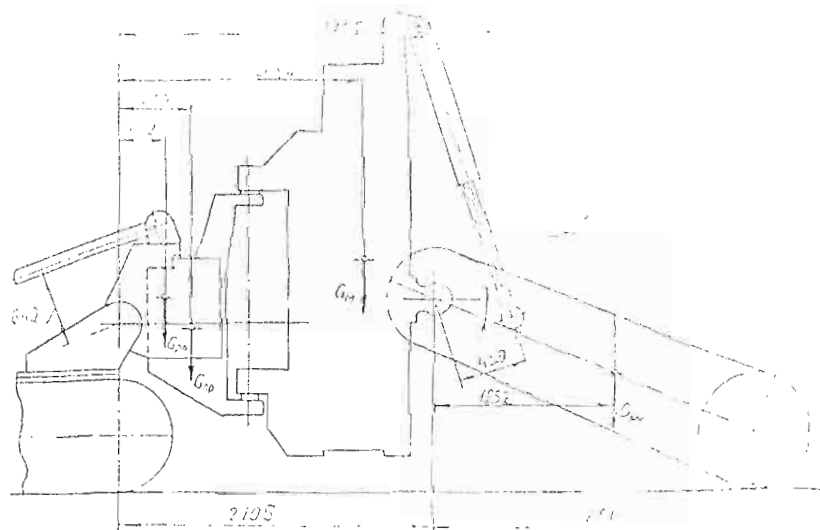


Рисунок 10 - Схема действия сил тяжести от рабочего органа

Нагрузка на опорные катки

Транспортное положение.

Подвеска всех опорных катков жесткая.

Определяем центр жесткости катков (расстояние 12-го катка по формуле 4

$$l_u = \frac{l_1}{\text{пк}} \quad (4)$$

где l_1 - расстояние от 1-го катка до 12-го.

пк - 12 - количество катков

$$l_{\text{жк}} = \frac{M}{nk} = \frac{3465 + 3150 + 2935 + 2520 + 2205 + 1890 + 1575 + 1260 + 945 + 630 + 315}{12} = 1732,5$$

Расстояние от ведущей звездочки к центру жесткости катков равно

$$l_{\text{жк}} = l + 445 - 1732,5 + 445 = 2177,5 \text{ мм},$$

где 445 мм - расстояние от ведущей звездочки до 12-го катка

Вес машины с экипажем в транспортном положении определяется по формуле 5:

$$G = 361110 \text{ Н} \quad (5)$$

Координата центра веса машины в транспортном положении

$$x = -2,554 \text{ м}.$$

Так как центр масс машины смещен относительно центра жесткости, то на опорные катки действует момент равный:

$$M = GM(l_0 - x) = 361110(-2,1775 + 2,554) = 135960 \text{ Нм}$$

Поскольку центр масс машины в транспортном положении смещен в передней части машины, то при жесткой подвеске переоборудования осуществляется относительно первого катка, а нагрузка на катки 1-12 подчиняются по формуле 6:

$$R_i = \frac{G}{2nk} + \frac{Ml_i}{4\sum l_i^2} \quad (6)$$

где $nk = 12$ - количество опорных катков. l_i - расстояние i -го катка до центра жесткости базовой машины

$$R_1 = \frac{G}{2nk} + \frac{Ml_1}{4\sum l_i^2} = \frac{361110}{2 \cdot 12} + \frac{135960}{4(1,7325^2 + 1,4175^2 + 1,0925^2 + 0,7675^2 + 0,4425^2 + 0,1175^2)}$$

$$15040 + \frac{135960}{28,378} = 15040 + 4791$$

Нагрузка на первый каток будет равна:

$$R_1 = 15040 + 4791 \cdot 1,7325 = 23350 \text{ Н}.$$

Таблица 5 – Результаты расчета

Номер катка	$L_i, м$	$R_i, Н$
1	2	3
1	1,7325	23350
2	1,4175	21840
3	1,1025	20330
4	0,7875	18820
5	0,4725	17310
6	0,1575	15800
7	0,1575	14290
8	0,4725	12780
9	0,7875	11270
10	1,1025	9760
11	1,4175	8250
12	1,7325	6750

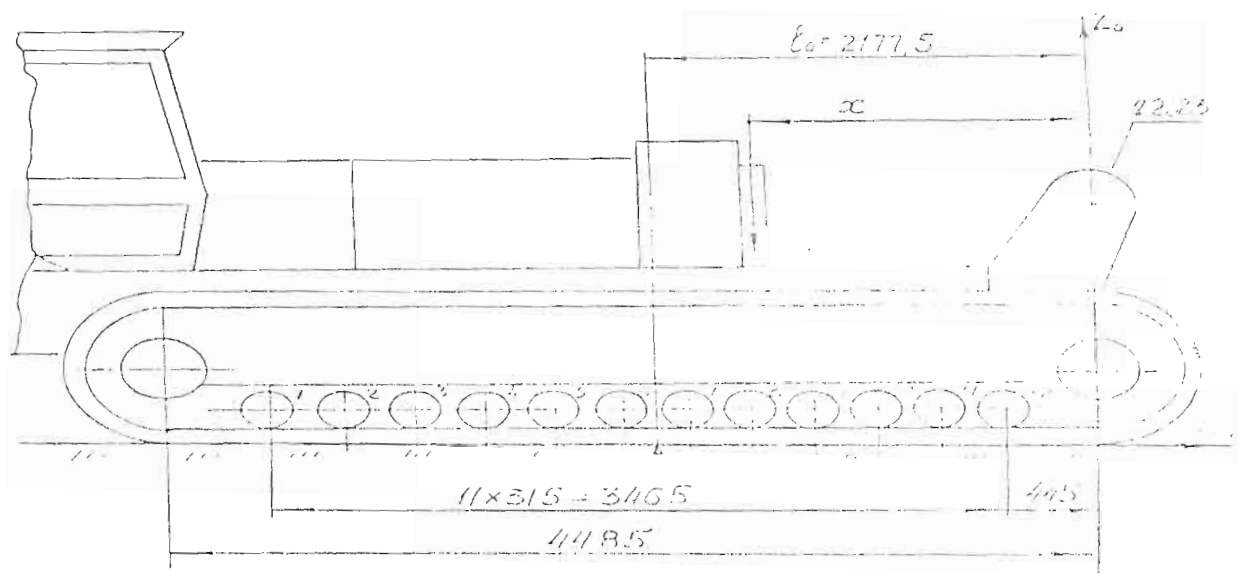


Рисунок 11 – Определение нагрузок на опорные катки

Полутранспортное положение.

Определяем нагрузку на опорные катки в начале перевода рабочего оборудования в транспортное положение гидроцилиндров.

Координата центра масс машины в полутранспортном положении

$$x = -1,536 м$$

Перебрасывание возникает относительно 12-го катка

Момент, действующий на опорные катки

$$M = G_M(10-x) = 361110(-2,1775+1,536) = 231652 \text{ Нм}$$

Нагрузка на катки 1-12 рассчитывается по формуле [7]

$$R_i = \frac{G_M}{2nk} + \frac{Ml_i}{4\sum l_i^2} \quad (7)$$

где $nk = 12$ - количество опорных катков,

l_i - расстояние i -го катка до центра жесткости базовой машины

$$R_i = \frac{G_M}{2nk} + \frac{Ml_i}{4\sum l_i^2} = \frac{361110}{2 \cdot 12} + \frac{231652 \cdot l_i}{28,378} = 15046 + 8163l_i$$

Номинальный режим работы при рытье котлованов в не мерзлых грунтах

В номинальном режиме работы в точках 22 и 23 на одновинтовой лопате действуют усилия:

$$X_{22} = -259934 \text{ Н}, \quad X_{23} = -79016 \text{ Н},$$

$$Z_{22} = -95092 \text{ Н}, \quad Z_{23} = -177843 \text{ Н}$$

Вес тягача без рабочего оборудования:

$$G_T = -246030 \text{ Н}.$$

Таблица 6 – Результаты расчета

Номер катка	$l_i, \text{ м}$	$R_i, \text{ Н}$
1	2	3
1	1,7325	900
2	1,4175	3470
3	1,1025	8050
4	0,7875	8620
5	0,4725	11190
6	0,1575	13760
7	0,1575	16330
8	0,4725	18910
9	0,7875	21470
10	1,1025	24040
11	1,4175	26620
12	1,7325	29190

Координата центра масс базового тягача:

$$x_0 = -3,211 \text{ м}$$

Момент от внешних сил относительно жесткости катков:

$$M = G_M(l_0-x) + (Z_{22}+Z_{23})l_0 + (X_{22} + X_{23}) \cdot 1,33 = 246030(3,211-2,1775) - (95092+177843)2,1775 = 110760 \text{ Нм}$$

Перебрасывание возникает относительно 1-го катка.

Нагрузка на катки 1-12 рассчитываем по формуле 8:

$$R_1 = -\frac{G_1 + Z_{22} + Z_{23}}{2nk} + \frac{Ml_1}{4\sum l_i^2} \quad (8)$$

$$R_1 = -\frac{G_1 + Z_{22} + Z_{23}}{2nk} + \frac{Ml_1}{4\sum l_i^2} = \frac{361110 + (95092 + 177843)}{2 \cdot 12} - \frac{110760 \cdot 1}{28,378} = 21624 + 3903N_1$$

Результаты вычисления нагрузок на катки в номинальном режиме работы приведены в таблице 7:

Среднее удельное давление на грунт под гусеницами машины в транспортном положении определяем по формуле 9:

$$q = \frac{G_M}{2lb} \text{ Н/м}^2 \quad (9)$$

где l - 4485 мм - длина опорной поверхности гусеницы.

b - 700 мм - ширина гусеницы

$$q = \frac{G_M}{2lb} = \frac{361110}{2 \cdot 700 \cdot 4485} = 0,058$$

Таблица 7 - Результаты расчета

Номер катка	L_i , м	R_i , Н
1	2	3
1	1,7325	900
2	1,4175	3470
3	1,1025	8050
4	0,7875	8620
5	0,4725	11190
6	0,1575	15760

Продолжение таблицы 7

7	0,1575	16330
8	0,4725	18910
9	0,7875	21470
10	1,1025	24040
11	1,4175	26620
12	1,7325	29190

2.1.2 Кинематический расчет привода цепного рабочего органа

Привод рабочего органа и метателя.

Кинематическая схема привода рабочего оборудования изображена на рисунке 12

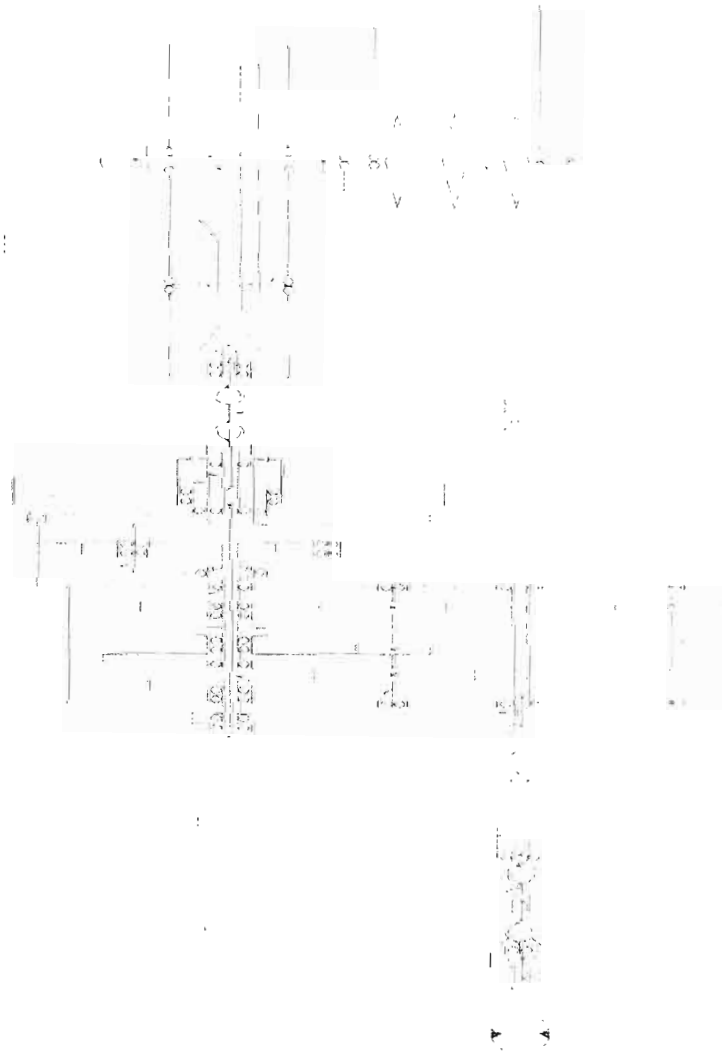


Рисунок 12 – Кинематическая схема привода цепного транспортного средства

Частота вращения исходного вала двигателя Д6У М1500 в расчётах принята равной:

$$n_c = 1800 \text{ об/мин},$$

Общее передаточное отношение привода цепного рабочего органа равно

$$u_{p.v.} = u_{k.p.} \cdot u_{p.p.} = 2,333 \cdot 8,538 = 19,92,$$

где $u_{k.p.}$ – передаточное отношение раздаточной коробки и $u_{p.p.}$ – передаточного редуктора.

Частота вращения ведущих звёздочек рабочего органа равна

$$n_v = \frac{n_c}{u_{p.v.}} = \frac{1800}{19,92} = 90,36 \text{ об/мин}$$

Круговая скорость звёздочек определяем по формуле 10

$$V = \frac{\pi D n}{60} \quad \text{м/с}, \quad (10)$$

где m – диаметр звёздочки.

$$V = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,3655 \cdot 90,36}{60} = 1,728 \text{ м/с}.$$

Частота вращения метателя равна

при прямом вращении:

$$n_v'' = \frac{n_c}{u_{k.p.}''} = \frac{1800}{23,06} = 78,06 \text{ об/мин}.$$

при обратном обращении

$$n_v'' = \frac{n_c}{u_{k.p.}''} = \frac{1800}{23,10} = 77,92 \text{ об/мин}$$

где $u_{k.p.}'' = 23,06$, $u_{k.p.}''' = 23,1$ – передаточные числа раздаточной коробки

Круговая скорость метателя:

при прямом вращении

$$V = \frac{\pi D n_v''}{60} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 78,06}{60} = 12,2 \text{ м/с}$$

где m - диаметр метателя.

при обратном вращении:

$$V_{\text{об}} = \frac{\pi D^3 n_{\text{об}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 3^3 \cdot 77,92}{60} = 12,2 \text{ м}^3$$

где $D = 3,0$ м - диаметр метателя.

2.2 Производительность машины с выносящей способностью цепного рабочего органа и метателя

Площадь балки, по которой перемещается грунт, двух рабочих органов равная

$$F = 2 \cdot 0,555 \cdot 0,18 = 0,1998 \text{ м}^2$$

где 0,555 м - длина балки, 0,18 м - ширина балки.

Скорость цепи при $n_{\text{ц}} = 1800$ мин⁻¹ равная $U = 1,728$ м/с

Производительность рабочего органа с выносящей способностью при коэффициенте разрыхления $K_p = 1,25$

$$H_{\text{ц}} = \frac{3600 U F K_p}{K_p} = \frac{3600 \cdot 1,728 \cdot 0,1998 \cdot 0,6}{1,25} = 596 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Определим выносную способность метача

Частота обращения ротора метача $n = 77,92$ мин⁻¹

Объем грунта, что транспортируется одной лопаткой

$$g = 0,0174 \text{ м}^3$$

Производительность метателя с выносящей способностью:

$$H_{\text{м}} = \frac{60 g z a n K_{\text{м}}}{K_p} = \frac{60 \cdot 0,0174 \cdot 18 \cdot 77,92 \cdot 0,6}{1,25} = 700 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $z a = 18$ - количество лопаток, $K_{\text{м}} = 0,6$ - коэффициент заполнения лопаток метателя, $K_p = 1,25$ - коэффициент разрыхления грунта

Таким образом, выносящая способность метателя обеспечивает транспортирование грунта из забоя

3 РАЗРАБОТКА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ С ТРАПЕЦИИ ВИДНЫМ СКРЕБКОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Модернизированный рабочий орган, оснащенный скребковыми грунтовыносными элементами навешивается на базовую машину как комплект сваренного оборудования, в состав которого входят механизмы управления привод и рабочее оборудование (смотри рисунок 12).

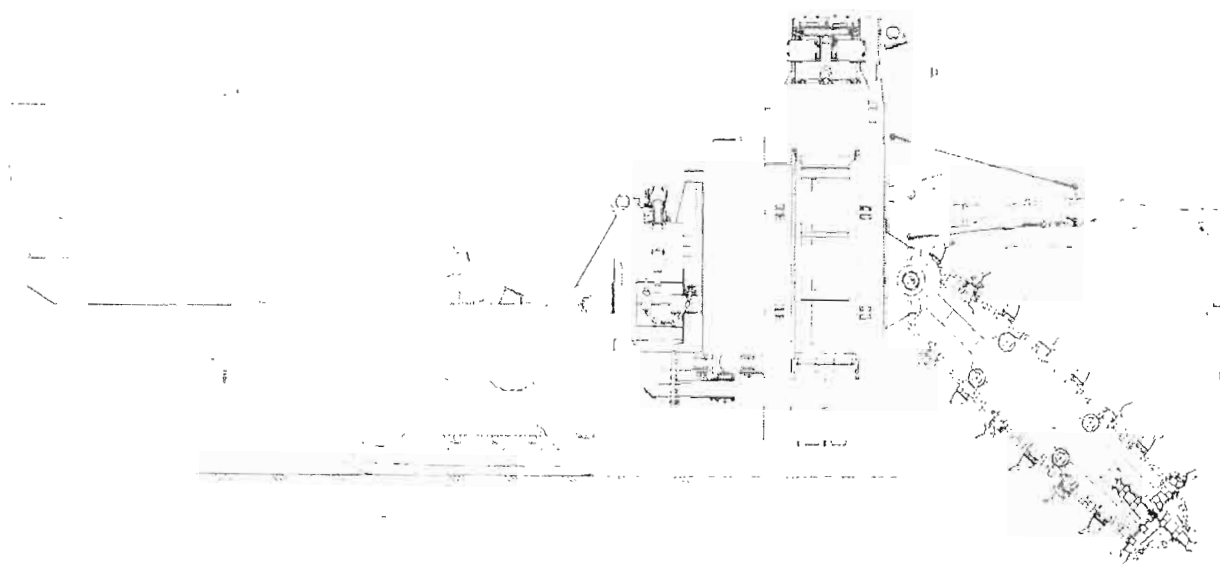


Рисунок 12 – Цепной трапезекопатель с трапециевидным скребковым элементом

Для утверждения верного пути модернизации произведем расчет основных параметров РО и спроектируем его, а также механизм его управления

3.1 Силовой расчет цепного рабочего органа

Характеристики грунта:

граница прочности при динамической нагрузке $\sigma_d = 0,43 \text{ МПа}$,

динамический модуль деформации $E_d = 4,3 \text{ МПа}$,

плотность $\rho = 1860 \text{ кг/м}^3$;

коэффициент Пуансона $\mu = 0,25$.

Угол внутреннего трения, внешнего трения и прирванного откоса принимаются равными между собой и равняют 32° .

Скорость движения базовой машины

$V_{II} = 0,83 \text{ м/с}$.

Глубина резания $h = 0,8 \text{ м}$.

3.1.1 Расчет цепного рабочего органа

Суммарная скорость: $V = 2,83 \text{ м/с}$

Скорость распространения в грунте волн деформаций определяется по формуле 11:

$$C = \sqrt{\frac{E_s(1-\mu)}{\rho(1-\mu-2\mu')}} \text{ м/с} \quad (11)$$

$$C = \sqrt{\frac{E_s(1-\mu)}{\rho(1-\mu-2\mu')}} = \sqrt{\frac{43 \cdot 10^9 (1-0,25)}{1860 (1-0,25-2 \cdot 0,25)}} = 22000 \text{ м/с}$$

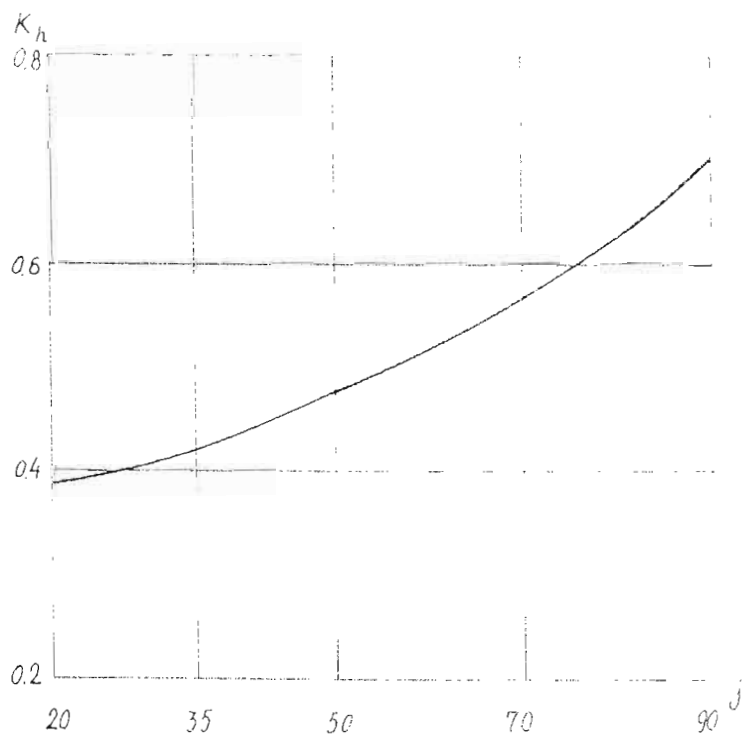


Рисунок 13 – Зависимость коэффициента K_h от угла резания α

Относительная динамическая деформация грунта определяется по формуле 12:

$$\varepsilon_d = \frac{\sigma_d}{E_d} \quad (12)$$

$$\varepsilon_d = \frac{\sigma_d}{E_d} = \frac{0,43}{4,3} = 0,1$$

Удельное динамическое сопротивление грунту разрушению по формуле 13:

$$K_d = \rho V^{1/2} + \varepsilon_d \sigma_d = \text{Па} \quad (13)$$

$$K_d = \rho V^{1/2} + \varepsilon_d \sigma_d = 1860 \cdot 2,83^{1/2} + 0,1 \cdot 0,43 \cdot 10^6 = 85773,4 \text{ Па}$$

Площадь контакта ножа цепи с грунтом определяется по формуле 14:

$$S = K_h B h \text{ м}^2, \quad (14)$$

где: $K_h=0,65$ - коэффициент, учитывающий высоту контактной поверхности отвала, при угле резания 90° .

$$S = K_h B h = 0,65 \cdot 0,15 \cdot 0,06 = 0,00585 \text{ м}^2$$

При одновременном контакте зубьев цепи с грунтом получаем

$$n = 0,2925 \text{ м}$$

Сила сопротивления грунту разрушению по формуле 15:

$$P = \frac{U K_a S}{2l K_d} \text{ Н} \quad (15)$$

где: $K_a = 1$ - коэффициент, который учитывает угол заострения рабочего органа

$$P = \frac{U K_a S}{2l K_d} = \frac{52,7 \cdot 85773,4 \cdot 0,2925}{2 \cdot 2,8 \cdot 1} = 236102,77 \text{ Н}$$

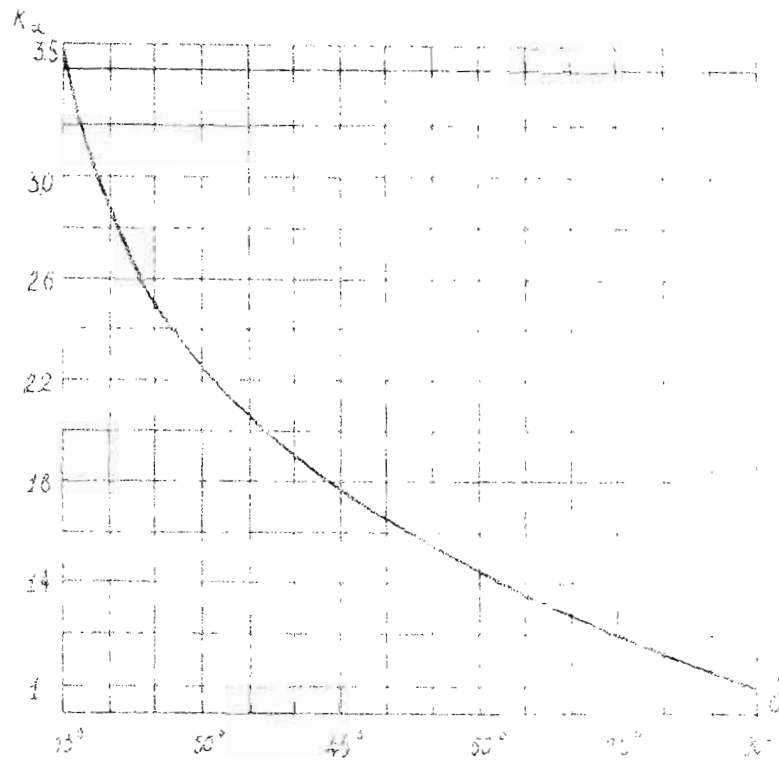


Рисунок 14 – Зависимость коэффициента K_a от угла резания α

Энергоемкость разработки грунта определяется по формуле 16

$$e = \frac{P}{F} = \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}, \quad (16)$$

где: $F = \frac{0,5BH}{2} = \frac{0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,8}{2} = 0,24 \text{ м}^2$ – площадь разреза котлована грунта с зубьями.

$$e = \frac{P}{F} = \frac{236102}{0,24} = 983761,54 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 0,136619 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}$$

Удельная производительность разработки грунта ценным рабочим органом рассчитывается по формуле 17:

$$H = \frac{1}{e} = \frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (17)$$

$$H = \frac{1}{e} = \frac{1}{0,136619} = 7,3196 \frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Определяем удельное сопротивление грунта динамическому разрушению конструктивно принимаем, что наибольший круг резания (рис. 3.4) расположен таким образом, что его зубья работают только на отбрасывание разработанного грунта за границы траншеи по формуле 20:

$$K_{ch} = \rho V_{окр}^2 + \sigma \varepsilon \quad (20)$$

где $V_{окр}$ - линейная скорость обращения рабочего органа, $V_{окр} = 17 \text{ м/с}$

σ - граница прочности при динамической нагрузке $= 0.14 \text{ МПа}$

ε - относительная динамическая деформация $= 0.01$;

$$K_{ch1} = \rho V_{окр1}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 22.6^2 + 0.14 \cdot 10^6 \cdot 0.01 = 813508.4 [H/a];$$

$$K_{ch2} = \rho V_{окр2}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 18.2^2 + 0.14 \cdot 10^6 \cdot 0.01 = 528071.6 [H/a];$$

$$K_{ch3} = \rho V_{окр3}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 15.1^2 + 0.14 \cdot 10^6 \cdot 0.01 = 363936 [H/a];$$

$$K_{ch4} = \rho V_{окр4}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 12.56^2 + 0.14 \cdot 10^6 \cdot 0.01 = 252228 [H/a]$$

3.1.3 Рассчитываем приведенную глубину резания

Для расчета приведенной глубины резания используем упрощенную методику расчета. В проектируемом рабочем органе благодаря высокой скорости вращения, скоростью перемещения, в расчетах можно пренебречь, что значительно упростит расчет.

Процесс разрушения плотной среды характеризуется геометрическими и кинематическими параметрами резания, а также физико-механическими свойствами среды. Максимальная глубина резания также определяется геометрическими и кинематическими параметрами процесса.

Вследствие того, что между силой резания P и площадью контакта S существует линейная зависимость (а также учитывая, что $V = \omega R$), приведенную глубину резания на соответствующем круге резания, при конкретных соединениях всех параметров процесса определим из условия формулы 21

$$h_{\text{изр}} = \frac{\int_0^l h(l) dl}{l_r} \quad (21)$$

где l_r - длина дуги резания.

l - текущее значение длины дуги резания.

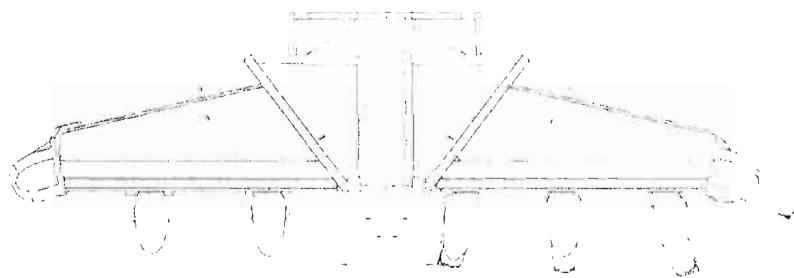
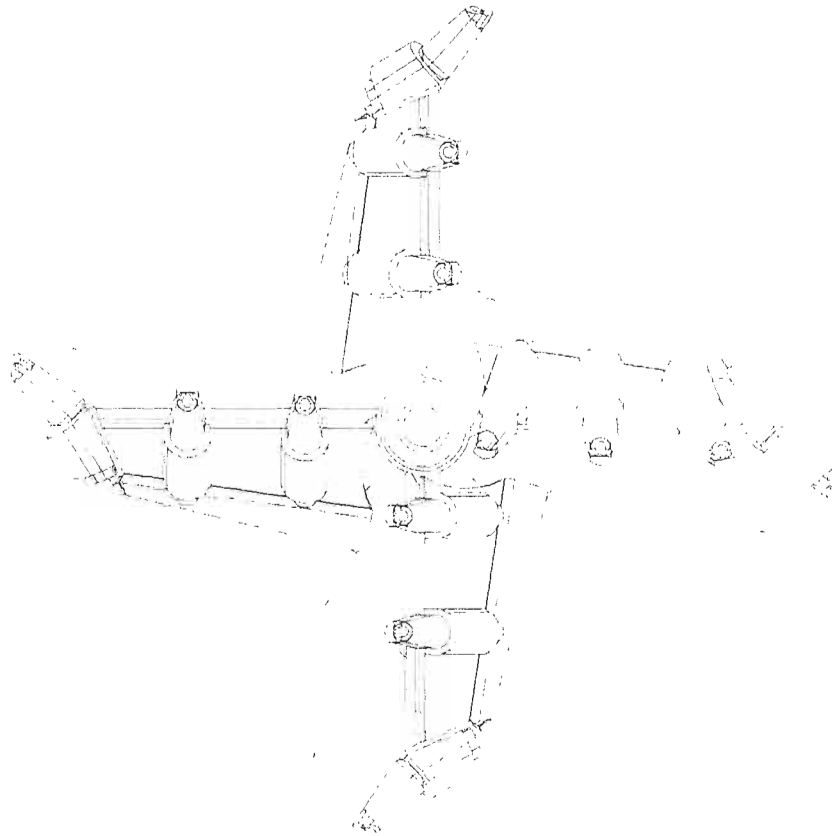


Рисунок 15 -- Боковая фреза

Учитывая то, что $l_p = \varphi R$, где R - соответствующий радиус рабочего органа и $V_{II} \ll \omega R$ можно записать формулой 22:

$$h_{ин} = \int_0^{\varphi_p} \frac{V_{II}}{\omega R} l \sin \frac{l}{R} dl \quad (22)$$

где φ - текущее значение угла дуги резания;

φ_p - угол дуги резания;

h - текущее значение глубины на круге резания;

ω - угловая скорость рабочего органа;

V_{II} - скорость подачи;

Или формулой 23:

$$h_{ин} = \frac{V_{II}}{\omega R} \int_0^{\varphi_p} l \sin \frac{l}{R} dl \quad (23)$$

Интегрируя, получим формулу 24:

$$h_{ин} = \frac{V_{II}}{\omega R} (\sin \varphi_p - \varphi_p \cos \varphi_p) \quad (24)$$

Учитывая, что угол $\varphi_p = 180^\circ$ и $\sin \varphi_p = 0$ а $\cos \varphi_p = -1$, а также учитывая разное значения угловых скоростей на разных кругах резания расчетная формула примет вид (смотри формулу 25)

$$h_{ин} = \frac{V_{II}}{\omega R} (0 - \varphi_p (-1)) = \frac{V_{II}}{\omega R} \varphi_p = \frac{V_{II}}{\omega} \quad (25)$$

где V_{II} - скорость подачи (перемещение базового трактора) принимаем из технической характеристики $V_{II} = 0,7$ м/с.

Получим:

$$h_{ин} = \frac{V_{II}}{\omega} = \frac{0,7}{62,8} = 0,0111 \text{ [м/с]}$$

Определяем расчетную глубину резания по формуле 26

$$h_{pr} = k_{\varphi p} \cdot h_{IIIr} \cdot \sin \xi \quad (26)$$

где $k_{\varphi p}$ – коэффициент зависимости глубины резания от угла резания

φ_p – (а также угла ξ ; $\approx 1,14 \cdot k_{\varphi p} - 1,16$;

принимаяем $k_{\varphi p} = 1,15$;

ξ – угол поворота режущих элементов в заборез, отсчитывая от нулевой точки.

принимаяем конструктивно

Получим:

$$h_{pr1} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 65^\circ = 0,0416 [м];$$

$$h_{pr2} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 70^\circ = 0,042 [м];$$

$$h_{pr3} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 75^\circ = 0,0424 [м];$$

$$h_{pr4} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 78^\circ = 0,0425 [м];$$

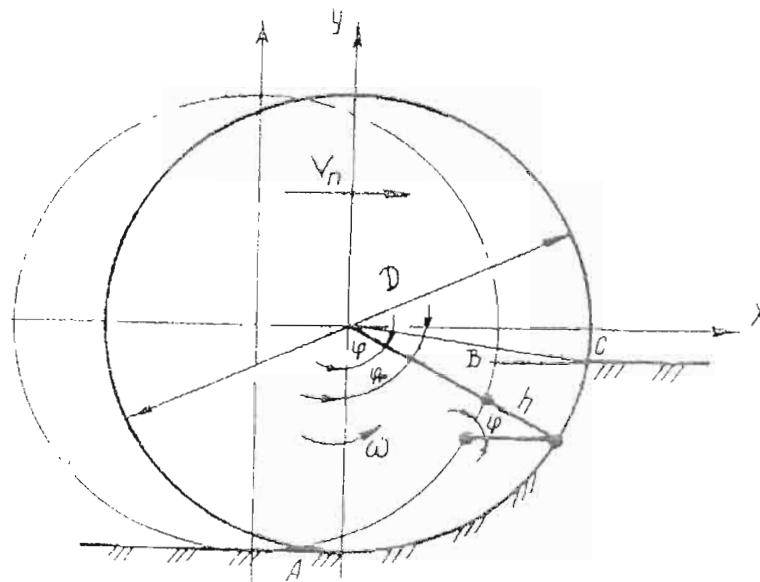


Рисунок 16 – Схема для определения приведенной глубины резания

Определяем среднюю площадь контакта одного режущего элемента с грунтом по формуле 27:

$$S = k_h \cdot h_{p1} \cdot b, \quad (27)$$

где k_h - коэффициент глубины резания (отношение высоты контакта режущего элемента с грунтом к глубине резания)

$$k_h = 0,38 \dots 0,69;$$

принимаем $k_h = 0,47$;

b - ширина резальных элементов;

принимаем $b = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$

Подставив, получим:

$$S_1 = k_h \cdot h_{p1} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0416 \cdot 0,08 = 15,64 \cdot 10^{-4} [\text{М}],$$

$$S_2 = k_h \cdot h_{p2} \cdot b = 0,47 \cdot 0,042 \cdot 0,08 = 15,79 \cdot 10^{-4} [\text{М}],$$

$$S_3 = k_h \cdot h_{p3} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0424 \cdot 0,08 = 15,94 \cdot 10^{-4} [\text{М}];$$

$$S_4 = k_h \cdot h_{p4} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0425 \cdot 0,08 = 15,98 \cdot 10^{-4} [\text{М}]$$

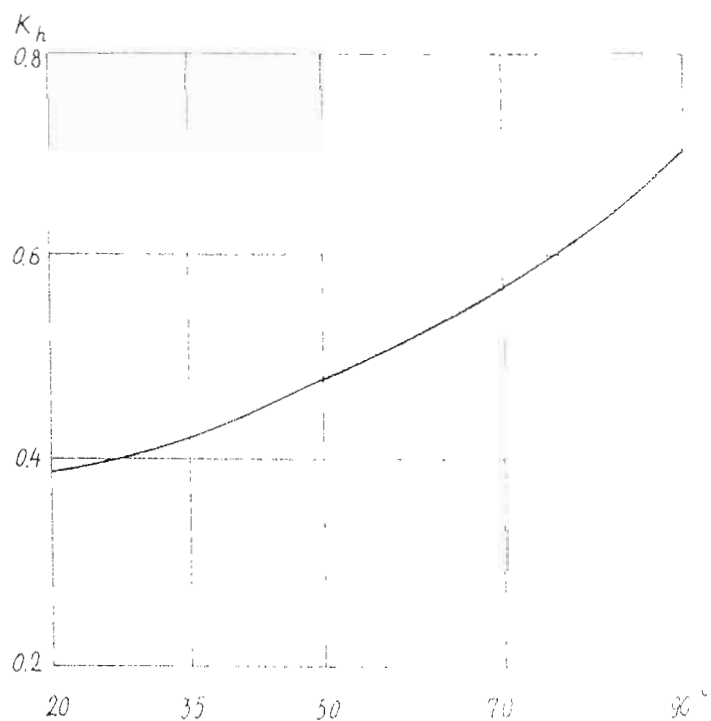


Рисунок 17 - Зависимость коэффициента k_h от угла резания α

Определяем максимальную касательную силу резания, которая действует на один режущий элемент, по формуле 28

$$P = \frac{U K_{\alpha} S}{2V_{\text{опр}} K_{\alpha}} \quad (28)$$

где K_{α} - коэффициент обострения режального элемента,

принимаем $K_{\alpha} = 1,76$.

Получаем:

$$P_1 = \frac{U K_{\alpha} S_1}{2V_{\text{опр}} K_{\alpha}} = \frac{108 \cdot 813508,4 \cdot 15,64 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 22,6 \cdot 1,76} = 481,53 [H];$$

$$P = \frac{U K_{\alpha} S}{2V_{\text{опр}} K_{\alpha}} = \frac{108 \cdot 528071,6 \cdot 15,79 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 18,2 \cdot 1,76} = 401,5 [H];$$

$$P_3 = \frac{U K_{\alpha} S_3}{2V_{\text{опр}} K_{\alpha}} = \frac{108 \cdot 363936 \cdot 15,94 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 15,1 \cdot 1,76} = 345 [H];$$

$$P_4 = \frac{U K_{\alpha} S_4}{2V_{\text{опр}} K_{\alpha}} = \frac{108 \cdot 252228 \cdot 15,98 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 12,56 \cdot 1,76} = 289,2 [H];$$

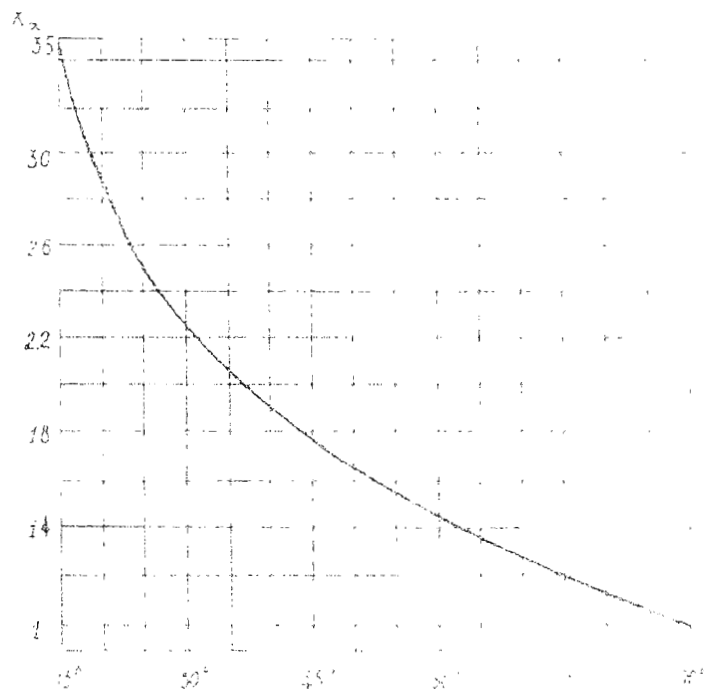


Рисунок 18 - Зависимость коэффициента K_{α} от угла резания α

3.1.4 Силовой расчет цепи

Определение внешних сил, которые действуют на рабочее оборудование

Определяем усилие, которые действуют на цепной рабочий орган при разработке траншеи в номинальном режиме работы.

Угол наклона рабочего органа к горизонту $\alpha = 42^\circ$

Номинальный режим работы отвечает разработке грунтов III-IV категорий при скорости движения машины $V_m = 100$ м/ч.

На 2-й вал зубчатого зацепления раздаточного редуктора поступает момент $M_P = 4055$ Нм.

Номинальное касательное усилие в цепи секции рабочего органа равно

$$P = 0,5 M_P \frac{Z_4}{Z_3} \eta_f \eta_H \frac{1}{0,5 D} = 0,5 \cdot 4055 \frac{54}{13} \cdot 0,98 \cdot 0,85 \frac{1}{0,5 \cdot 0,3655} = 38390 \text{ Н}$$

где Z_4, Z_3 – число зубьев цилиндрической передачи редуктора; $\eta_f = 0,98$

$\eta_H = 0,85$ – КПД цилиндрического зубчатого зацепления.

$D = 0,3655$ м – делительный диаметр ведущей звездочки

Нормальное усилие в цепи рабочего органа

$$P_n = 0,4 P = 0,4 \cdot 38390 = 15355 \text{ Н.}$$

Максимальный режим работы отвечает максимальному крутящему моменту на вале гидромотора:

$$M_{\max} = 2385 \text{ Нм}$$

Максимальное касательное усилие, возникающее в цепи секции рабочего органа

$$P_t = 0,5 M_{\max} \frac{Z_4}{Z_3} \eta_f \eta_H \frac{1}{0,5 D} = 0,5 \cdot 10247 \frac{54}{13} \cdot 0,98 \cdot 0,85 \frac{1}{0,5 \cdot 0,3655} = 97010 \text{ Н}$$

где $M_{\max} = 10247$

Нм – момент на 2-м валу цилиндрического зубчатого зацепления раздаточного редуктора при максимальном режиме нагрузки

Нормальное усилие в цепи рабочего органа:

$$P_{n\max} = 0,4 P_t = 0,4 \cdot 97010 = 38800 \text{ Н}$$

На основе опыта создания и эксплуатации котлованных машин с качающимся цепным рабочим органом боковое усилие на фрезе принимается постоянным для всех расчетных случаев $P_n = 14715 \text{ Н}$.

Определим нагрузку на секции рабочего органа в начале заглубления

Усилие прижимания каждой секции рабочего органа определяем из условия реализации полной силы гидроцилиндров рабочего органа диаметром 160 мм при максимальном давлении в гидросистеме 25 МПа (смотри формулу 29)

$$Z_1 = \frac{2P_n 0,64 + 2G_{III} 3,956 + G_{IV} 2,094 + G_{V} 0,654 + G_{VI} 0,362}{2 \cdot 5,22} \quad \text{Н.} \quad (29)$$

где $P_n = 477520$

H - усилие на штоке гидроцилиндра диаметром 160 мм при давлении 25 МПа в поршневой пустоте; $H = 20010$

Π - сила веса одной секции рабочего органа.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot 477520 \cdot 0,64 + 2 \cdot 20010 \cdot 3,956 + 54350 \cdot 2,094 + 8340 \cdot 0,654 + 8440 \cdot 0,362}{2 \cdot 5,22} = 85446 \quad \text{Н.}$$

В таблице 8 приведены названия и нумерация звеньев рабочего оборудования и массы и силы некоторых звеньев. Масса вторых звеньев мала и включена в силы секций рабочего органа, корпуса метателя, рамы подъемника

Таблица 8 – Обозначения рабочего оборудования

Название звена	Номер звена	Номер точки крепления	Масса кг	Сила Н
Левая секция рабочего органа	1	3	5440	20010
Правая секция рабочего органа	2	6	2040	16010
Левый приводной вал	3			
Правый приводной вал	4			
Левый гидроцилиндр рабочего органа	5			
Правый гидроцилиндр рабочего органа	6			
Корпус метателя	7	15	5540	54350

Продолжение таблицы 8

	1	2	3	4	5
Промежуточная рама		8		850	8340
Гидроцилиндр перекося		9			
Правый гидроцилиндр качания		10			
Левый гидроцилиндр качания		11			
Рама подъема		12	20	860	8440
Левый гидроцилиндр составления		13			
Правый гидроцилиндр составления		14			

3.2. Расчет натяжного устройства и фрез

Номинальный крутящий момент на выходе из редуктора рабочего органа по формуле 30

$$M_{\max} = M1_{\max} / i \eta \quad \text{Нм.} \quad (30)$$

где $M1_{\max} = 10247$ Нм - максимальный крутящий момент на 2-м валу раздаточного редуктора,

$\eta = 0,98$ - КПД цилиндрической пары раздаточного редуктора,

$i = Z4/Z3 = 54/13 = 4,154$ - передаточное отношение цилиндрической пары раздаточного редуктора.

$$M_{\max} = M1_{\max} / i \eta = 10247 / 4,154 \cdot 0,98 = 2511,5$$

Номинальный крутящий момент на выходе из раздаточного редуктора определяем по формуле 31

$$Mn = M1_n / i \eta \quad \text{Нм.} \quad (31)$$

где $M1_n = 4055$ Нм - номинальный крутящий момент на 2-м валу раздаточного редуктора.

$$Mn = M1_n / i \eta = 4055 / 4,154 \cdot 0,98 = 985,8$$

Частота вращения выходного вала раздаточного редуктора определяется по формуле 32:

$$n = \frac{n_1}{i} \quad \text{мин}^{-1} \quad (32)$$

$$n_u = \frac{n}{i} = \frac{375}{4,154} = 90,3$$

Максимальный крутящий момент на средней звездочке натяжного вала одной секции рабочего органа рассчитаем по формуле 33

$$M_{3\max} = M_{\max} i \eta \quad \text{Нм} \quad (33)$$

где $i = Z_2/Z_1 = 12/9 = 1,333$ и $\eta = 0,85$ - передаточное отношение цепи передачи и КПД цепи.

$$M_{3\max} = M_{\max} i \eta = 41715 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 47265$$

Максимальный крутящий момент на фрезе равен:

$$M_{0\max} = M_{3\max} = 47265 \text{ Нм}$$

Номинальный крутящий момент на трех звездочках натяжного вала (смотри рисунок 19) рассчитаем по формуле 34.

$$M_{3n} = K K M_{3\max} \eta \quad \text{Нм} \quad (34)$$



Рисунок 19 – Натяжное устройство

где $K_1 = 0,5$ - коэффициент распределения нагрузки между секциями рабочего органа,

$K_2 = 0,4$ - коэффициент, учитывающий часть нагрузки идущей на звездочки при распределении нагрузки между звездочками и фрезой

$$M_{3n} = K_1 K_2 M m \eta = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 16308 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 3741$$

Номинальный крутящий момент на фрезе секции рабочего органа рассчитаем по формуле 35

$$M_{фр} = K_1 K_2 M m \eta \quad \text{Нм.} \quad (35)$$

где $K_3 = 0,6$ - коэффициент, учитывающий часть нагрузки идущей на фрезу при распределении ее между звездочками и фрезой.

$$M_{фр} = K_1 K_3 M m \eta = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 16508 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 5611$$

Частота вращения натяжного вала и фрезы (смотри формулу 32)

$$n = \frac{n}{i} = \frac{90,3}{1,333} = 67,7 \text{ мин}^{-1}$$

Первый случай.

Номинальный момент распределен поровну между тремя звездочками, на фрезе реализуется номинальный крутящий момент.

Номинальное круговое усилие на каждой из трех звездочек рассчитываем по формуле 36:

$$P = \frac{M}{3D} \quad \text{Н.} \quad (36)$$

где $D = 0,483$ м - диаметр делительного круга ведомой звездочки

$$P = \frac{M}{3D} = \frac{2 \cdot 3741}{3 \cdot 0,483} = 5164$$

Номинальное круговое усилие на фрезе определяется по формуле 37

$$P_{фр} = \frac{2 \cdot M_{фр}}{D_{фр}} \quad \text{Н.} \quad (37)$$

$D_{фр} = 0,94$ м - диаметр фрезы.

$$P_{\phi} = \frac{2M\phi}{D\phi} = \frac{2 \cdot 5611}{0,94} = 11938$$

Второй случай.

Средняя звездочка нагружена максимальным крутящим моментом, а фреза разгружена.

Максимальное круговое усилие на средней звездочке равно определяется по формуле 38:

$$P_{3 \max} = \frac{2M\phi_{\max}}{D} \quad (38)$$

$$P_{3 \max} = \frac{2M\phi_{\max}}{D} = \frac{2 \cdot 47265}{0,483} = 195710 \text{ Н}$$

Третий случай.

Фреза нагружена максимальным крутящим моментом

Максимальное усилие на фрезе рассчитаем по формуле 39.

$$P_{\phi} = \frac{2M\phi_{\max}}{D\phi} \text{ Н.} \quad (39)$$

$$P_{\phi} = \frac{2M\phi_{\max}}{D\phi} = \frac{2 \cdot 47265}{0,94} = 100564$$

Круговая сила направлена перпендикулярно продольной оси рамы рабочего органа, из-за этого ее влияние на величину боковой силы практически отсутствующее.

Предварительное натяжение цепи рассчитаем по формуле 40

$$S_0 = 1,3K_f \cdot a \cdot q \text{ Н.} \quad (40)$$

где q - масса единицы длины цепи и рассчитывается по формуле 41

$$q = \frac{mg}{l} \text{ Н.м.} \quad (41)$$

где $m = 810$ кг - масса цепи,

$l = 6,75$ - длина цепи,

$Kf = 4$ - коэффициент провисания при расположении звездьев от 40 до 60 градусов.

$a = 2,649$ м - расстояние между осями ведущих и ведомых звездочек

$$q = \frac{mg}{l} = \frac{810 \cdot 9,81}{6,75} = 1177$$

$$S0 = 1/3 Kf \cdot a \cdot q = 1/3 \cdot 4 \cdot 1177 \cdot 2,649 = 4158$$

Суммарные силы, которые действуют на каждую звездочку с учетом натяжения цепи.

при максимальном режиме определяются по формуле 42

$$P_{3 \max} = P_{3 \max} + S0 \quad (42)$$

$$P_{3 \max} = P_{3 \max} + S0 = 195710 + 4158 = 199868$$

при номинальном режиме определяются по формуле 43

$$P_{3n} = P_{3n} + S0 \quad (43)$$

$$P_{3n} = P_{3n} + S0 = 5164 + 4158 = 9322$$

Проектируем усилия, которые действуют на ведомую звездочку в направлении оси координат рамы рабочего органа.

При работе в максимальном режиме усилия на звездочках определяем по формулам 44 и 45

$$X_{3 \max} = P_{3 \max} \cos 16' \quad (44)$$

$$X_{3 \max} = P_{3 \max} \cos 16' = 199868 \cdot 0,99975 = 199819 \quad (45)$$

$$Z_{3 \max} = P_{3 \max} \sin 16' \quad (45)$$

$$Z_{3 \max} = P_{3 \max} \sin 16' = 199868 \cdot 0,02218 = 4433 \quad (46)$$

При работе в номинальном режиме усилия на звездочках определяем по формулам 46 и 47:

$$X_{33} = P_{33} \cos \Gamma'16' \text{ Н.} \quad (46)$$

$$X_{33} = P_{33} \cos \Gamma'16' = 9322 \cdot 0,99975 = 9320 \text{ Н}$$

$$Z_{33} = P_{33} \sin \Gamma'16' \text{ Н.} \quad (47)$$

$$Z_{33} = P_{33} \sin \Gamma'16' = 9322 \cdot 0,02218 = 207 \text{ Н}$$

Проекция усилия натяжения цепи определяется по формулам 48 и 49:

$$X_o = S_o \cos \Gamma'16' \text{ Н.} \quad (48)$$

$$X_o = S_o \cos \Gamma'16' = 4158 \cdot 0,99975 = 4157 \text{ Н}$$

$$Z_o = S_o \sin \Gamma'16' \text{ Н.} \quad (49)$$

$$Z_o = S_o \sin \Gamma'16' = 4158 \cdot 0,02218 = 92 \text{ Н}$$

На основе опыта создания и эксплуатации колованных машин с качающимся рабочим органом боковое усилие на фрезе принимается постоянным для всех расчетных случаев.

3.3 Расчет гидросистемы привода рабочего органа динамической землеройной машины

3.3.1 Расчет гидроцилиндров привода

Для подвода гидроцилиндров рабочего оборудования на машине установлен гидронасос АПV060DRS/10L-NZC12N00, рабочий объем которого равен

$$q_H = 60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Частота обращения исходного вала насосу $n_H = 2680$ об/мин.

Подача рабочей жидкости от гидронасоса к гидроцилиндрам регулируется регулированием секций распределителя

Она равна:

– к двум гидроцилиндрам рабочего органа:

$$Q_{H1} = 60 \text{ л/мин} = 1000 \text{ см}^3/\text{с},$$

к двум гидроцилиндрам укладки рабочего органа:

$$Q_{H2} = 125 \text{ л/мин} = 2080 \text{ см}^3/\text{с},$$

– к двум гидроцилиндрам перемещения рабочего органа.

$$Q_{H3} = 80 \text{ л/мин} = 1330 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Скорости движения и втягивание штоков гидроцилиндров рабочего органа и гидроцилиндров составления рабочего органа находим по формуле 50

$$V = \frac{Q_H \eta_{га}}{a_n F_n}, \quad (50)$$

где $\eta_{га} = 0,92$ – объемный КПД гидроагрегатов, установленных в магистралях,

$a_n = 2$ – количество параллельно работающих гидроцилиндров

F_n – площадь поршневой полости гидроцилиндра

Продолжительность выдвигания и втягивание штоков рассчитывается по формуле 51

$$t = \frac{S_n}{V}, \quad (51)$$

где S_n – полный ход гидроцилиндров.

Параметры гидроцилиндров приведены в таблице 9, а их кинематические данные – в таблице 10.

Таблица 9 – Параметры гидроцилиндров

Название	Диаметр, м		Площадь поршня, м ²		Ход, м
	цилиндра	штока	безштоковой полости	штоковой полости	
1	2	3	4	5	6
Гидроцилиндры рабочего органа	0,16	0,09	0,0201	0,0137	0,9
Гидроцилиндры составления	0,16	0,09	0,0201	0,0132	1,4

Таблица 10 Рабочие параметры

Название	Скорость, м/с		Продолжительность, с	
	выдвижение	втягивание	выдвижение	втягивание
1	2	3	4	5
Гидроцилиндры рабочего органа	0,023	0,034	39	27
Гидроцилиндры составления	0,048	0,07	29	20

Суммарная продолжительность перевода рабочего оборудования из транспортного положения в рабочее:

$$t_{\text{тр.}} = 39 + 29 = 68 \text{ с.}$$

из рабочего положения в транспортное:

$$t_{\text{отр.}} = 27 + 20 = 47 \text{ с.}$$

Частота качания рабочего органа выполняется двумя гидроцилиндрами диаметром 100 мм со штоками диаметром 56 мм.

Площадь поршневой и штоковой полости поршня:

$$F_{\text{п}} = 0,00785 \text{ м}^2, \quad F_{\text{ш}} = 0,00539 \text{ м}^2.$$

Ход штоков гидроцилиндров $S_{\text{ш}} = 0,25 \text{ м}$

Средняя скорость выдвижения и втягивание штоков равна определяем по формуле 52

$$V = \frac{Q \cdot \eta_{\text{ш}}}{F_{\text{п}} + F_{\text{ш}}} \quad (52)$$

$$V = \frac{1330 \cdot 10^{-3} \cdot 0,92}{0,00785 + 0,00539} = 0,02 \text{ м/с.}$$

Продолжительность полного качания рассчитаем по формуле 53:

$$t = \frac{S}{V} \text{ с.} \quad (53)$$

$$t = \frac{0,25}{0,02} = 12,5 \text{ с.}$$

При угле качания $\alpha = 37^\circ/0.646$ рад - частота качания составит (смотри формулу 54):

$$\nu = \frac{\alpha}{t} \text{ рад/с.} \quad (54)$$

$$\nu = \frac{\alpha}{t} = \frac{37^\circ}{12,5} = 3 \text{ рад/с} = 0,05 \text{ рад/с}$$

Полезная мощность определяется по формуле 55:

$$N_{\text{п}} = N_{\text{д}} \eta_{\text{прив}} \text{ кВт} \quad (55)$$

где $N_{\text{д}} = 250$ кВт - мощность базового двигателя (дизеля).

$\eta_{\text{прив}} = 0,45 \dots 0,57$ - КПД привода и рабочего оборудования

$$N_{\text{п}} = N_{\text{д}} \eta_{\text{прив}} = 250 \cdot 0,53 = 132,5 \text{ кВт}$$

Полезную мощность распределяют между отдельными ВМ принимая при этом такие предположения:

- механизмы, выполняющие главные технологические операции, потребляют 100% полезной мощности, если одновременно с ними не работают другие механизмы, 70% мощности, если одновременно с ними работают механизмы, которые выполняют вспомогательные операции;

- механизмы, выполняющие вспомогательные операции, потребляют 30% полезной мощности независимо от того работают они одновременно с главным механизмом или нет;

- если одновременно работают несколько механизмов, которые выполняют вспомогательные операции, то они вместе потребляют 30% полезной мощности которая равномерно распределяется на эти механизмы;

- мощность, потребляемая любым механизмом с гидроприводом приложенная непосредственно к штокам гидроцилиндров или к валу гидромотора.

Таким образом, имеем следующее распределение мощностей: 70% ($N_{\text{р.о}} = 92,75$ кВт) мощности тратится на привод ценного рабочего органа машины и

$$Q = \frac{61,2 \cdot 83,94}{25} = 205,485 \text{ л/мин}$$

По известному значению мощности $N_{н\text{н}}$, рабочего давления $P_{н\text{н}}$ подачи $Q_{н\text{н}}$ выбираем насос для гидропривода машины.

Насос 250А-20, $n_{н\text{н}} = 960 \text{ об/мин.}$, $Q_{н\text{н}} = 3,33 \text{ л/с.}$

При выборе количества и типа насосов учитывались такие практические рекомендации:

- в гидроприводе подъемно-транспортных строительных и дорожных машин часто используют шестеренные и аксиально-поршневые насосы, гидромоторы пластинчатые и радиально-поршневые насосы;

- в гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применять шестеренные насосы, а для тяжелого и весьма тяжелого режимов радиально – поршневые;

- радиально – поршневые насосы сравнительно с шестеренными насосами имеют более высокий объемный КПД при низких температурах и низких при высоких;

- использование больше двух насосов параллельно одну гидростанцию гидролинии не рекомендуется

Уточнение частоты вращения вала насоса, необходимой для обеспечения нужной подачи об/мин, рассчитаем по формуле 59:

$$n_{н\text{н}} = Z \frac{10 \cdot Q_{н\text{н}}}{Z_{н\text{н}} \cdot q_{н\text{н}} \cdot \eta_{н\text{н}}} \text{ об/мин} \quad (59)$$

где $Z = 2$ - количество насосов данной гидростанции

$q_{н\text{н}} = 20$ - рабочий объем насоса см³/об.

$\eta_{н\text{н}} = 0,94$ - объемный КПД насоса.

$$n_{н\text{н}} = \frac{10 \cdot 3,33 \cdot 60}{1 \cdot 250 \cdot 0,87} = 918,62 \text{ об/мин}$$

Определение передаточного отношения между валом отбора мощности базового двигателя и валом насоса произведем по формуле 60.

$$i = \frac{H}{L} \quad (60)$$

$$i = \frac{1500}{918,62} = 1,633$$

3.3.2 Расчет трубопроводов гидропривода

Важным элементом гидропривода есть трубопроводы, предназначенные для передачи энергии от насоса до гидродвигателей и для соединения гидроагрегатов между собой

По назначению трубопроводы разделяют на

напорные,

всасывающие,

сливные;

дренажные;

по конструктивным признакам:

жесткие (металлические трубы)

гибкие (резиновые, резинометаллические шланги)

Жесткие трубопроводы изготавливают из стальных (сталь 10 или 20) бесшовных горячекатаных (ГОСТ 8732-78) и холодноотянутых (ГОСТ 8734-75) труб

Гибкие (эластичные) трубопроводы (рукава) используют для передачи потока жидкости между звеньями со взаимным перемещением, а также для компенсации неточностей изготовления и облегчение сборки

В гидросистемах трубы и рукава соединены между собой с помощью унифицированной присоединительной арматур (штуцеров, тройников и т.п.)

Внутренний диаметр трубы, мм рассчитаем по формуле 61.

$$d = 4,5 \sqrt{Q} \quad (61)$$

где Q_n - подача насоса, л/мин;

V - скорость потока жидкости, м/с.

$$d = 4,5 \sqrt{\frac{205}{4,25}} = 31,25,$$

Площадь поперечного сечения трубы, см^2 рассчитаем по формуле 6.2

$$f = \frac{Q}{6V} \quad (6.2)$$

$$f = \frac{205}{6 \cdot 4,25} = 8.$$

Скорость потока рабочей жидкости выбираем в зависимости от назначения трубопровода, давления в гидросистеме и условий, а также эксплуатации.

Толщину стенки металлического трубопровода определяем из условия устойчивости, мм, рассчитаем по формуле 6.3:

$$\delta = \frac{P_n \cdot d}{2[\sigma_p]} \quad (6.3)$$

где P_n - номинальное давление МПа,

$[\sigma_p] = 140 \text{ МПа/м}^2$ - допустимое напряжение растяжения стали 20

$$\delta = \frac{25 \cdot 31,25}{2 \cdot 140} = 2,79,$$

Уточняем согласно ГОСТ 8734-75 диаметр и толщину стенок трубопроводов выбираем трубопровод с условным проходом $D_u = 32 \text{ мм}$, $\delta = 6 \text{ мм}$

Минимальный диаметр дренажных линий должен быть 8 - 10 мм. Безкавитационную работу насосов можно обеспечить увеличением диаметров и уменьшением длины всасывающего трубопровода, расположением гидробака выше всасывающей линии насоса, а также с помощью других средств [11].

Расчет затрат давления в гидросистеме необходимый для определения КПД гидропривода, выбора геометрических размеров, для установления трудоспособности гидропривода при низких температурах. Гидросистема считается оптимально спроектированной, если затраты не превышают 6% номинального давления насосов.

Максимальная температура рабочей жидкости $t_{\max} = 200^{\circ}\text{C}$

Общие затраты давления, могут быть определены, как сумма затрат в отдельных элементах данной гидросистемы по формуле 64:

$$\sum \Delta P = \sum M^{\text{д}} + \sum M^{\text{м}} + \sum M^{\text{г}} \quad (64)$$

где $\sum M^{\text{д}}$ – суммарные дорожные затраты давления на прямолинейных участках трубопроводов;

$\sum M^{\text{м}}$ – суммарные местные затраты давления в сгибах трубопроводов, штуцеров, переходниках, тройниках и т.п.,

$\sum \Delta P_{\text{г}}$ – суммарные затраты давления в гидроагрегатах (распределителях, клапанах, фильтрах и т.п.)

Затраты давления рассчитываем в такой последовательности. Разделяем гидросистему на участки, каждая из которых имеет одинаковые скорости потока жидкости и диаметры трубопроводов. Определяем суммарные затраты давления в гидродлинном цилиндре на линии

всасывания по формуле 65:

$$\sum M^{\text{д}}_{\text{вс}} = \sum \Delta P_{\text{д},1} + \sum M^{\text{м}}_{\text{вс}} \quad (65)$$

Напорной по формуле 66.

$$\sum \Delta P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{ш},2} + \Delta P_{\text{ш},3} + \Delta P_{\text{ш},4} + \Delta P_{\text{ш},5} + \Delta P_{\text{г},8} + M^{\text{д}}_{\text{н}} + M^{\text{м}}_{\text{н}} + M^{\text{д}}_{\text{н}} + M^{\text{м}}_{\text{н}} \quad (66)$$

Сливной по формуле 67:

$$\sum \Delta P_{\text{с}} = M^{\text{д}}_{\text{с}} + M^{\text{м}}_{\text{с}} + M^{\text{д}}_{\text{с}} + M^{\text{м}}_{\text{с}} + \Delta P_{\text{г},9} + M^{\text{д}}_{\text{с}} + M^{\text{м}}_{\text{с}} + M^{\text{д}}_{\text{с}} + M^{\text{м}}_{\text{с}} \quad (67)$$

где $M^{\text{д}}$, $M^{\text{м}}$ – дорожные и местные затраты давления в разных участках гидросистемы, кПа.

$M^{\text{д}}$, $M^{\text{м}}$, $M^{\text{г}}$ – затраты давления в распределителе, распределителе потока, фильтре и обратном клапане, кПа.

Дорожные затраты давления жидкости, связанные с ее трением об стенки трубопроводов, кПа, определяем по формуле 68:

$$\Delta P = \frac{0,5 \lambda l \rho v^2}{10^3 d} \quad (68)$$

где λ – гидравлический коэффициент трения,

l и d - соответственно длина и внутренние диаметры трубопровода на данном участке, м,

ρ - плотность жидкости, кг/м³,

V - скорость потока жидкости, м/с.

Гидравлический коэффициент трения жидкости зависит от числа Рейнольдса и при режиме определим по формулам 69 и 70:

$$\text{ламинарном:} \quad \lambda = 75/Re \quad (69)$$

$$\text{турбулентном} \quad \lambda = 0.3146 Re^{-0.25} \quad (70)$$

Ламинарному режиму течения жидкости в трубопроводах круглого поперечного сечения отвечают числа Рейнольдса $Re < 2200 - 2300$ турбулентному режиму $Re > 2200 - 2300$.

Для трубопроводов круглого сечения расчет по формуле 71

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (71)$$

где V - скорость потока жидкости, м/с.

d - диаметр трубопровода, м,

ν - кинематическая вязкость рабочей жидкости м²/с.

$$Re = \frac{4.25 \cdot 0.032}{300} = 226.67.$$

Режим течения жидкости в трубопроводах - ламинарный.

Гидравлический коэффициент трения жидкости.

$$\lambda = \frac{75}{226.67} = 0.3309$$

Дорожные потери давления жидкости:

$$\Delta P_{\text{д}} = \frac{0.5 \lambda l \rho V^3}{10 d} = \frac{0.5 \cdot 0.3309 \cdot 0.5 \cdot 886 \cdot 4.25^3}{10 \cdot 0.032} = 82.738$$

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{0.5 \cdot 0.3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4.25^3}{10 \cdot 0.032} = 165.476$$

$$\Delta P = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1,886 \cdot 4,25}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476.$$

$$\Delta P_{\text{гн}} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1,886 \cdot 4,25}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476$$

Местные затраты давления в гидросистеме, кПа рассчитаем по формуле 72

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{0,5 \xi \rho V^2}{10^3}, \quad (72)$$

где ξ - коэффициент местных сопротивлений.

$$\Delta P_{\text{гн}} = 2,447575,$$

$$P_{\text{гн}} = 2,447575,$$

$$\Delta P_{\text{в1}} = \frac{0,5 \cdot 1,886 \cdot 4,25^2}{10^3} = 8,0016875,$$

$$\Delta P_{\text{в2-8}} = 7 \cdot \frac{0,5 \cdot 1,4 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3} = 56,0118125$$

$$\Delta P_{\text{P1/C}} = 60 \text{ кПа}, \quad \Delta P_{\text{P2}} = 60 \text{ кПа}, \quad \Delta P_{\text{P1}} = 30 \text{ кПа}, \quad \Delta P_{\text{ЗК}} = 20 \text{ кПа}$$

Суммарные затраты давления в гидросистеме на движение, кПа всасывающей.

$$\sum \Delta P_{\text{л}} = 82,738 + 2,447575 = 85,185575$$

Напорной:

$$\sum \Delta P_{\text{л}} = 165,476 + 165,476 + 165,476 + 8,0016875 + 56,0118125 + 60,0 + 60,0 + 30,0 + 20,0 = 730,44149875,$$

Сливной:

$$\sum \Delta P_{\text{л}} = 165,476 + 165,476 + 165,476 + 8,0016875 + 56,0118125 + 60,0 + 60,0 + 30,0 + 20,0 = 730,44149875.$$

3.3.3 Определение КПД гидравлического привода РО

Следующим этапом расчета и проектирование гидропривода есть определения его КПД. Для оптимально разработанной гидросистемы полный (общий) КПД определяется в пределах $\eta_{\text{общ}} = 0,6 \div 0,7$ как произведение гидравлического, механического и объемного КПД, определяем по формуле 73:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{об}} \quad (73)$$

Гидравлический КПД рассчитываем по суммарным затратам давления в гидроприводе по формуле 74:

$$\eta = \frac{P_n - \sum \Delta P}{P_n} \quad (74)$$

где P_n - номинальное давление в гидросистеме, МПа,

$\sum \Delta P$ - суммарные затраты давления, МПа.

$$\eta = \frac{25 - 1,55}{25} = 0,938.$$

Механический КПД находим, как произведение механических КПД всего последовательно соединенного гидрооборудования, в котором происходят затраты энергии и трение по формуле 75:

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{насос}} \cdot \eta_{\text{распределит}} \cdot \eta_{\text{гидродвигат}} \quad (75)$$

где $\eta_{\text{насос}} = 0,84 \dots 0,98$ - механический КПД насоса

$\eta_{\text{распределит}} = 0,9 \dots 0,95$ - механический КПД распределителя

$\eta_{\text{гидродвигат}} = 0,85 \dots 0,94$ - механический КПД гидродвигателя - для гидромоторов

$\eta = 0,85 \dots 0,94$ и для гидроцилиндров,

$$\eta = 0,92 \dots 0,98.$$

Объемный КПД гидропривода рассчитывается по формуле 76.

$$\eta_{\text{об}} = \eta_{\text{насос}} \cdot \eta_{\text{распределит}} \cdot \eta_{\text{гидродвигат}} \quad (76)$$

где $\eta_{\text{насос}} = 0,84 \dots 0,98$ - объемный КПД насоса.

$\eta_{v.p.} = 0,92...0,96$ - объемный КПД распределителя;

$\eta_{v.m.}$ - объемный КПД гидродвигателя, который равняется 0,84...0,98 для гидромоторов и принимается за единицу для гидроцилиндров.

Общий КПД рассчитывается по формуле 77:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta \cdot \eta_{v.p.} \cdot \eta_{v.m.} \quad (77)$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta \cdot \eta_{v.p.} \cdot \eta_{v.m.} = 0,938 \cdot 0,730944 \cdot 0,83165184 = 0,57$$

По результатам расчета принимаем гидравлическую схему приведенную на рисунке 20

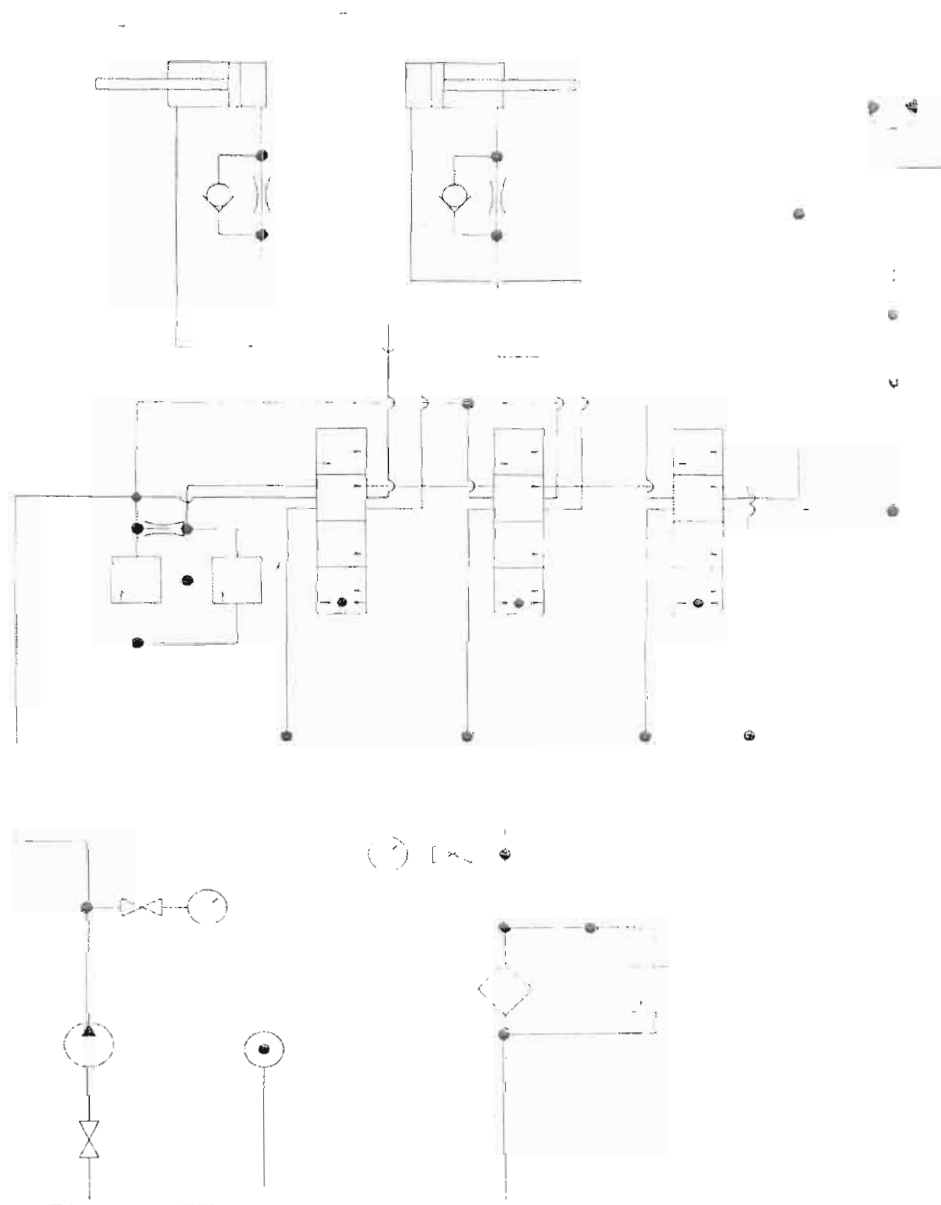


Рисунок 20 – Гидросхема привода РС

3.4 Результаты расчетов и определение рациональных параметров рабочего органа траншекопателя на основании теоретических и расчетных данных

Основные параметры строительных экскаваторов регламентированы ГОСТ 17383-83. Схематическое обозначение размеров рабочего оборудования представлено на рисунке 21.

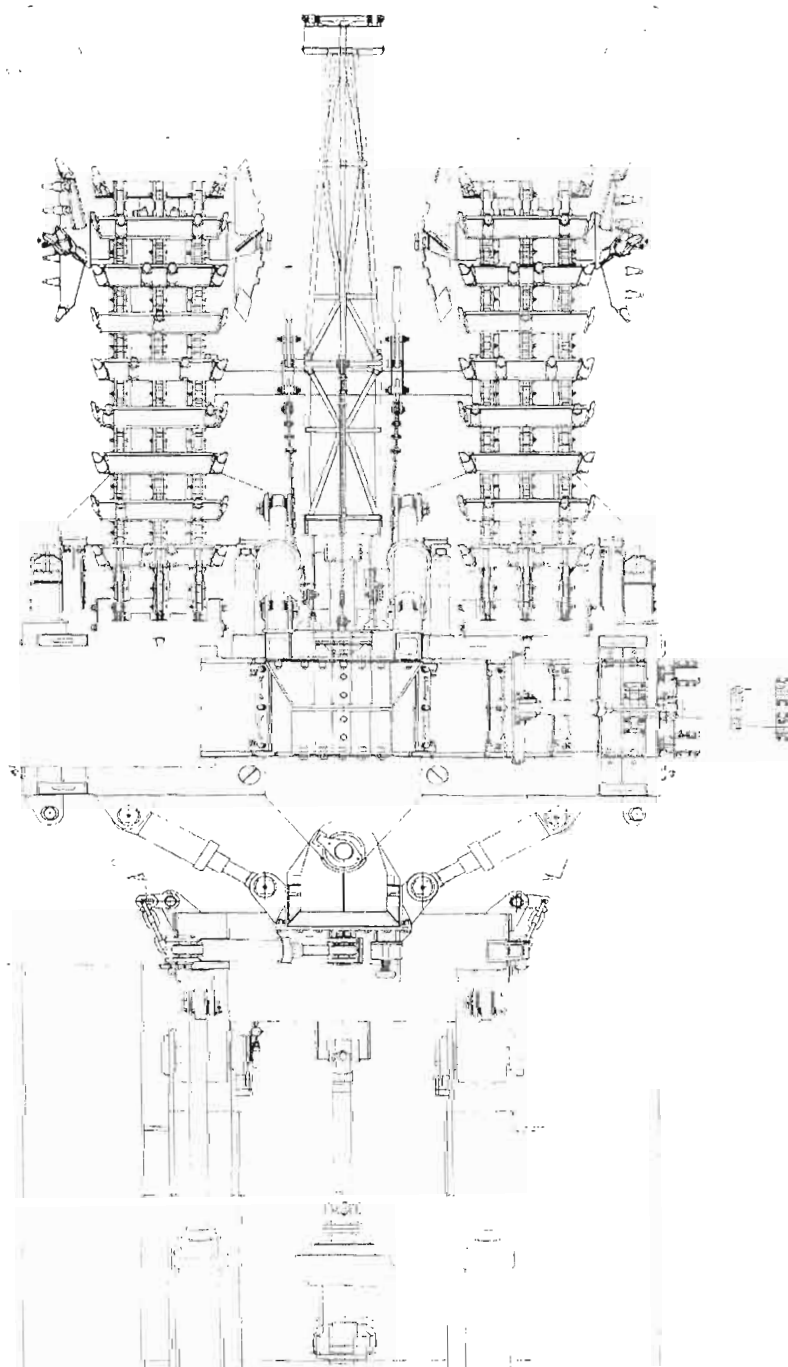


Рисунок 21 – Рабочее оборудование с модернизированным рабочим органом

Полученные размеры были сопоставлены с современными образцами РО траншейных экскаваторов, а также с размерами указанными в ЕОС Ес

Из геометрических соотношений ширина зуба при расчете по формуле 78

(78)

Длина зуба до кромки ковша при расчете по формуле 79:

(79)

где δ – угол заострения зуба,

$$\delta = 20...25^\circ;$$

θ – задний угол резания, $\theta = 7...10$

Угол резания.

Основываясь на теоретических данных, примем, для уменьшения сил сопротивления копания угол резания $\alpha_r = 42^\circ$

Таблица 11 – Параметры модернизированного РО

Ширина РО, мм	930
Высота РО, мм	870
Длина РО, мм	3000
Угол резания, град	42
Масса РО, т	

Определение рациональных параметров скребкового элемента РО

Теоретический анализ взаимодействия РО экскаватора позволит определить, что при разработке грунта, на разрабатываемой поверхности образуется трапециевидная прорезь, которая способствует уменьшению трения боковой поверхности ножа, за счет чего уменьшается горизонтальная составляющая сопротивления грунта копания (смотри рисунок 22.)

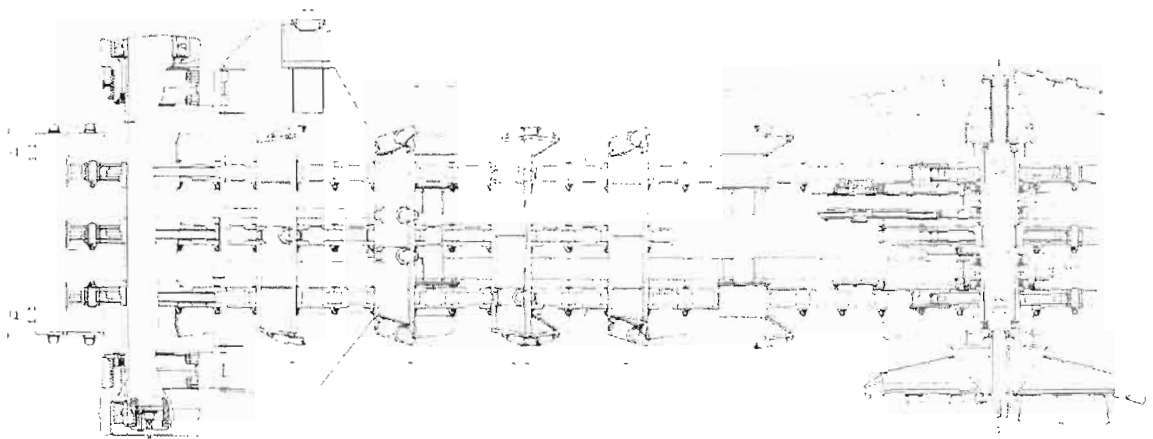
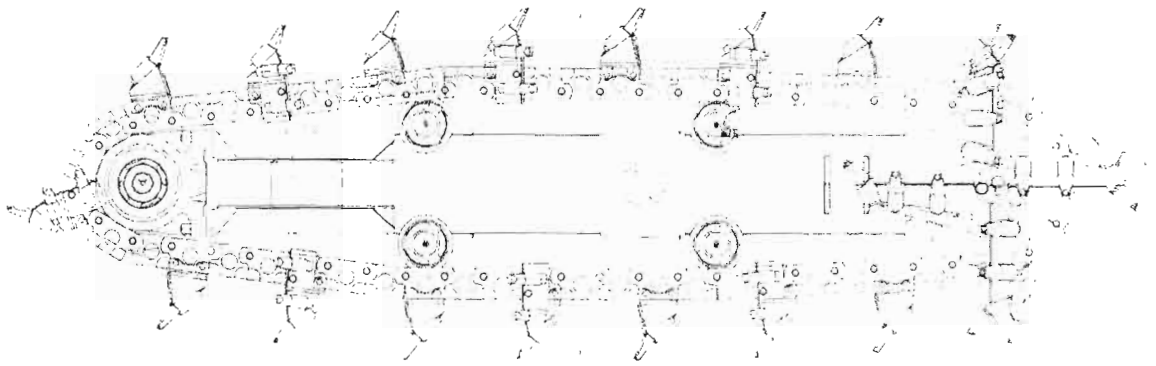


Рисунок 22 – Модернизированная конструкция рабочего органа

Однако значительным недостатком ее является потеря грунта в боковые расширения прорези и затрата при этом усилия на отделение грунта от массива, что существенно отражается на общей массе разработанного грунта и энергоемкости процесса.

Анализируя выше сказанное, было принято решение о придании скребковому элементу трапецевидной формы с зубьями, что позволит избежать утрат грунта в боковые расширения прорези и увеличить массу призмы вождения и одновременно уменьшить горизонтальное сопротивление грунта ковшом.

Также при блокированном резании грунта в процессе его разработки, скребковый элемент выполняет роль грунтовыносящего элемента. Для обеспечения выполнения работы копания грунта было принято решение об установке зубьев на

скребковый элемент трапециевидной формы, что позволит увеличить эксплуатационную производительность цепного экскаватора и позволит снизить усилие копания и соответственно энергоемкость процесса разработки грунта экскаваторным РО и повысить объем разрабатываемого грунта

Конструкция грунтовыносящего элемента.

Грунтовыносящий элемент выполнен из листовой стали ММ 2С в виде коробчатой формы с преобладанием трапеции в нижнем поясе конструкции.

Ширина полосы захвата была принята с учетом обеспечения прироста объема выносящего грунта в среднем на 15%, а также предварительного прочностного расчета.

Таблица 12 – Параметры скребкового элемента

Ширина скребка, мм	530
Высота скребка, мм	200
Количество зубьев на челюстном захвате, шт	4
Масса скребка, кг	55

Конструктивные параметры подбираем путем проведения графо-аналитического метода, основанного на построении конструкции и нахождении ее параметров во время вычерчивания имеющихся параметров конструкции (смотри рисунок 23).

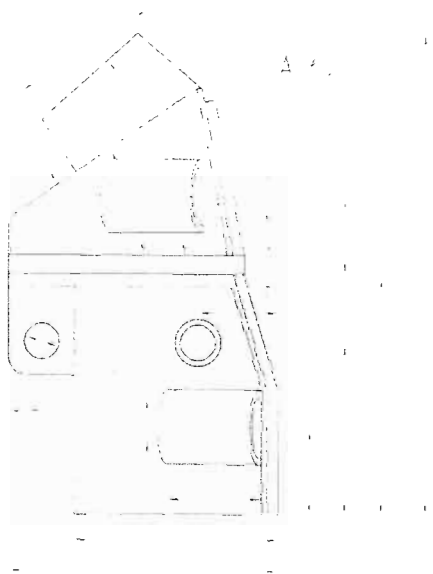
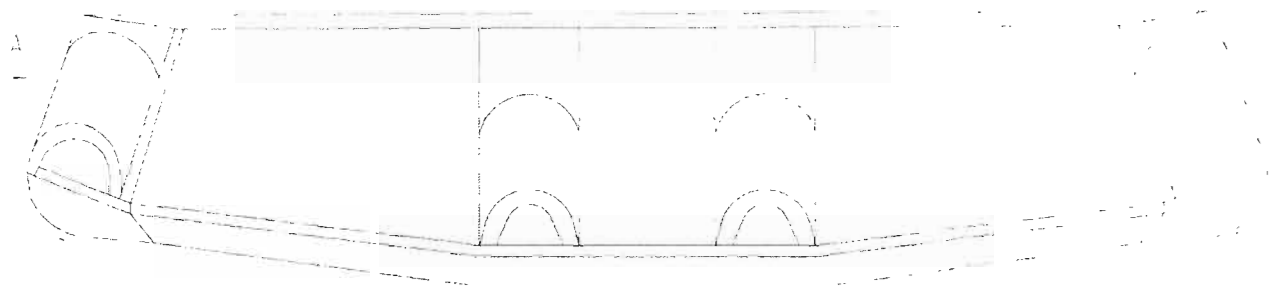


Рисунок 23 Трапецевидный скребковый элемент

4 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Определение годового экономического эффекта от применения реконструированного ценного экскаватора

В состав экономического расчета включены следующие разделы.

- расчёт экономической эффективности технических решений в области механизации производства строительных работ;
- расчёт технико – экономических показателей реконструкции строительных машин.

Произведём расчёт капитальных затрат, текущих затрат, удельную фондёмкость, срок окупаемости, определение годового экономического эффекта от применения в строительстве экскаватора, рабочий орган которого имеет рациональные параметры и формы, что способствует снижению воспринимаемой нагрузки (стадия постановки на серийное производство). После чего внесём полученные результаты в таблицы, где можно будет сравнить полученную эффективность базовой (БТ) и реконструированной техники(РТ)

Экскаватор предназначен для выполнения земляных работ большого объёма в дорожном, гражданском, промышленном, гидротехническом и других видах строительства. Агрегат представляет собой навесное оборудование с изменённой конструкцией рабочего органа, смонтированное на экскаваторе 5 размерной группы.

Реконструированная машина отличается от существующей более прогрессивной конструкцией навесного экскаваторного оборудования позволяющей разрабатывать более прочный грунт, а также изменена конструкция рабочего органа, что снижает нагрузки, воспринимаемые экскаватором при разработке грунта. Эти усовершенствования привели согласно акту приёмочных испытаний, к увеличению технической производительности при работе с массивом грунта.

Исходные данные для выполнения данной работы взяты из реальных условий на момент выполнения работы, представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Основные исходные данные

Наименование	Усл. обозначения	Ед. изм.	Б1	Р1
Производительность	И	м ³ /ч	596	720
Масса техники	Q	т	36,750	36,810
Установленная мощность	P	кВт	250	250
Количество обслуживающего персонала	-	чел	1	1
Оптовая цена	Ц	Руб	50000000,00	50000000,00
Средняя трудоемкость устранения отказа	T _{ср}	чел.×ч	4,5	4,5

4.2 Определение годового объема работ

Годовая производительность машины определяется по формуле 80

$$H = H_1 \cdot T \quad (80)$$

где H_1 – среднечасовая техническая производительность машины в натуральных измерениях;

T – количество машиночасов работы в год на одну машину

Количество машиночасов работы в год на одну машину определяется по формуле 81.

$$T = \frac{\Phi}{k_{см} \times t_{см} - t_{от} - T_{от}} \quad (81)$$

где Φ – фонд рабочего времени, дней (прил.2), $\Phi = 255 \text{ дней}$.

$k_{см}$ – средний коэффициент сменности работы машины, см. дней (прил.1).

$k_{см} = 1,4 \text{ см. дней}$;

$t_{см}$ – средняя продолжительность рабочей смены, часов (прил.3),

$t_{от} = 7 \text{ часа}$.

L_p – количество дней нахождения машины в ГО и ГР приходящееся на 1 маш×ч/раб;

T_a – средняя продолжительность одной перебазировки машины, дней

Так как не перебазируется, $T_a = 0$;

L – среднее количество машино-часов, маш×ч $L = 1000 \text{ маш} \cdot \text{ч}$

Количество дней нахождения машины в ГО и ГР рассчитаем по формуле 82

$$L_p = \frac{\sum_{i=1}^n B_i H_i}{k_v \times T_a} + \frac{b_o}{t_o} \quad (82)$$

где k_v – коэффициент, определяемый (прил.1), $k_v = 1,2$;

B – нормативная продолжительность выполнения технических обслуживаний и ремонтов;

H – количество технических обслуживаний и ремонтов за межремонтный цикл;

b_o – средняя продолжительность устранения одного отказа, дни;

t_o – наработка машины на отказ;

Для БГ: $t_o = 150 \text{ маш} \cdot \text{ч}$;

Для РГ: $t_o = 150 \text{ маш} \cdot \text{ч}$;

L – межремонтный цикл, маш×ч.

Величину $\sum_{i=1}^n \frac{B_i H_i}{T_a}$ для традиционной техники принимаем по

$$\text{Для БГ: } \sum_{i=1}^n \frac{B_i H_i}{T_a} = 0,0103 \text{ от} \cdot \text{ маш} \cdot \text{ч}$$

$$\text{Для РГ: } \sum_{i=1}^n \frac{B_i H_i}{T_a} = 0,0103 \text{ от} \cdot \text{ маш} \cdot \text{ч}$$

$$\text{Тогда для БГ: } L_p = \frac{0,0103}{1,2} + \frac{0,35}{150} = 0,0109 \text{ от} \cdot \text{ маш} \cdot \text{ч}$$

$$I = \frac{255}{(0.093 + 0.0109)} = 2454 \text{ маш.ч./год}$$

$$П_1 = 596 \times 2454 = 1462584 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$\text{Для РТ: } П_2 = 700 \times 2454 = 1717800 \text{ м}^3/\text{год}$$

4.3 Расчет капитальных затрат

Величину капитальных затрат для БТ и НТ можно определить по формуле 83:

$$K = k_c \cdot П \quad (83)$$

Где $k_c = 1.12$ – коэффициент перехода от оптовой цены к среднебалансовой стоимости объекта капиталовложений;

$П$ – оптовая цена.

$$\text{Для БТ: } K = 1.12 \times 5000000 = 5600000 \text{ руб.}$$

$$\text{Для НТ: } K = 1.12 \times 5100000 = 5712000 \text{ руб.}$$

4.4 Расчет текущих затрат

а) зарплата оператору.

Затраты на основную заработную плату оператора определяются по формуле 84:

$$З_о = 1.62 \times k_c \times n \times G \quad (84)$$

где $k_c = 1.105$ – средний коэффициент к тарифной ставке.

n – количество операторов в одну смену.

$G = 238 \text{ руб./маш.ч.}$ – часовая тарифная ставка работы

Тогда для

$$\text{БТ: } З_о = 1.62 \times 1.105 \times 238 \times 1 = 426.04 \text{ руб./маш.ч.}$$

$$\text{РТ: } З_о = 1.62 \times 1.105 \times 238 \times 1 = 426.04 \text{ руб./маш.ч.}$$

б) затраты на ГО и текущий ремонт.

Затрагы на выполнение ГО и ГР машины определяются по формуле 85

$$P_{го,гр} = 1,3 \times 1,2 k \cdot c \left[\frac{\sum r H_i}{k_1 T_u} + \frac{r}{t_u} \right] \times (1 + 0,846 \cdot k_2) \quad (85)$$

где k_1 и t_u —соответственно, трудоемкость выполнения ГО и текущих ремонтов;

1,2—средний коэффициент, учитывающий премии рабочих;

$c = 155 \text{ руб}$ — часовая тарифная ставка среднего разряда работы;

k_2 — коэффициент перехода от суммы основной заработной платы технической эксплуатации машины к стоимости запасных частей

Принимаем $k_1 = 1,2$.

t_u — средняя паработка на отказ;

$$\frac{\sum_{i=1}^n r_i H_i}{T_u} \text{ — принимаем следующие значения}$$

$$\text{Для БГ: } \frac{\sum r H_i}{T_u} = 0,0147$$

Тогда для БГ и РГ:

$$k_1 = 1,105; k_2 = 0,82; k_3 = 1,2; r_u = 4,5 \text{ чел. ч.}$$

Для БГ и РГ:

$$P_{го,гр} = 1,3 \times 1,2 \times 1,105 \times 155 \left[\frac{0,0147}{0,82} + \frac{4,5}{150} \right] \times (1 + 0,846 \times 1,2) = 124,29 \text{ руб. машин.ч.}$$

в) амортизационные отчисления.

Амортизационные отчисления машины определяются по формуле 86

$$A = 1,1 \times a_n \frac{K}{T} \quad (86)$$

где a_j – нормы амортизационных отчислений в долях единицы. Принимаем $a = 0,24$.

Тогда амортизационные отчисления составят

$$\text{Для БГ: } A = 1,1 \times 0,24 \frac{5600000}{2454} = 602,44 \text{ руб.}$$

$$\text{Для РГ: } A = 1,1 \times 0,24 \frac{5712000}{2454} = 614,49 \text{ руб.}$$

г) затраты на топливо для строительных машин определяются по формулам 87 и 88:

$$Z_{\text{топ}} = 1,1 \sum_{i=1}^n H_i \times H \quad (87)$$

$$H = \lambda \times k \quad (88)$$

где H – тариф на топливо $H = 35,0 \text{ руб.} / \text{т.}$

W – затраты топлива на 1 маш.ч. работы машины:

$$W_{\text{БГ}} = 1,1 \times 35,0 \times 13,63 = 524,75 \text{ руб. маш.ч.}$$

$$W_{\text{РГ}} = 1,1 \times 35,0 \times 13,63 = 524,75 \text{ руб. маш.ч.}$$

д) затраты на смазочные материалы определяются по формуле 89:

$$Z_{\text{сма}} = k \times Z_{\text{топ}} \quad (89)$$

где $k = 0,22$ – коэффициент перехода от затрат на топливо к затратам на смазочные материалы.

$$\text{БГ: } Z_{\text{сма}} = 0,22 \times 524,75 = 115,45 \text{ руб. маш.ч.}$$

$$\text{РГ: } Z_{\text{сма}} = 0,22 \times 524,75 = 115,45 \text{ руб. маш.ч.}$$

Расчетные величины сводим в таблицу 13

Таблица 13 Калькуляция текущих затрат

Статьи затрат	Обозначения	Затраты, руб	
		БТ	РП
1	2	3	4
Зарплаты операторам	Z_{op}	426,04	426,04
Отчисления на социальные нужды	Z_{os}	127,81	127,81
Затраты на ГО и ГР	P_{rem}	124,29	124,29
Отчисления на амортизацию	λ	602,44	604,49
Затраты на топливо	Z_{tp}	824,78	824,78
Затраты на смазку	Z_s	115,45	115,45
Общая сумма затрат	C	1920,78	1932,83

4.5 Определение годового экономического эффекта

Годовой экономический эффект определяется по формуле 90

$$E = H'' \left[\frac{C''}{H} - \frac{C'''}{H''} + E_{np} \left(\frac{k'}{H} - \frac{k''}{H''} \right) \right] \quad (90)$$

где H'' – годовой объем работ, выполняемый с использованием РП.

C – себестоимость;

k – капиталовложения;

$E_{np} = 0,15$ – нормативный коэффициент сравнения эффективности

капитальных вложений.

$$E = 1717800 * \left[\frac{1920,78}{596} - \frac{1932,83}{700} + 0,15 * \left(\frac{5600000}{1462584} - \frac{5712000}{1717800} \right) \right] = 921770,7 \text{ руб}$$

4.6 Определение удельной фондоемкости

Удельная фондоемкость вычисляется по формуле 91

$$\phi_t = \frac{K}{H} \quad (91)$$

Для БТ: $\phi_t = \frac{5600000}{1462584} = 3,82 \text{ руб. м}^3$.

Для РП: $\phi_t = \frac{5712000}{1717800} = 3,32 \text{ руб. м}^3$.

4.7 Определение годовых эксплуатационных издержек

Годовые эксплуатационные издержки вычисляются по формуле 92

$$Э_{\text{г}} = C \cdot П \quad (92)$$

Для БТ: $Э_{\text{г}} = 1920,78 \cdot 2454 = 4713594,12 \text{ руб.}$

Для РТ: $Э_{\text{г}} = 1932,83 \cdot 2454 = 4743164,82 \text{ руб.}$

4.8 Снижение затрат на материалы

Снижение затрат на материалы определим по формуле 93.

$$\Delta Q = (g_1 - g_2) П \quad (93)$$

где g_1 и g_2 -соответственно, удельная материалоемкость продукции, вырабатываемой техникой до и после реконструкции.

Определим удельную материалоемкость по формуле 94

$$g_1 = \frac{Q}{T_{\text{с}} \times k_{\text{м}} \times П} \quad (94)$$

где Q - масса машины, т;

$k_{\text{м}} = 0,8$ -коэффициент использования материала,

$T_{\text{с}}$ -срок службы машины.

$$g_1 = \frac{36730}{8 \times 0,8 \times 1462584} = 0,0039 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$$

$$g_2 = \frac{36810}{8 \times 0,8 \times 1717800} = 0,0033 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$$

Тогда ΔQ будет,

$$\Delta Q = (0,0039 - 0,0033) \times 1717800 = 0,961 \text{ т} \cdot \text{год}$$

4.9 Расчет срока окупаемости

Срок окупаемости затрат вычисляем по формуле 95

$$T_{ок} = \frac{Цр}{Э} \quad (95)$$

Для РГ :

$$T_{ок} = \frac{100000}{921770,7} = 0,108 \text{ лет}$$

Где: Ц_р – затраты на реконструкцию рабочего органа экскаватора, которые составляют 100000 руб., Э – годовой экономический эффект

Снижение затрат труда на единицу выпускаемой продукции (на 1 реконструкцию машины) вычисляем по формуле 96:

$$\Delta R = \left[\frac{T_{ок} \left(n + \frac{r_{ок}}{I_{ок}} \right)}{\Pi} - \frac{T_{ок} \left(n + \frac{r_{ок}}{I_{ок}} \right)}{\Pi} \right] \Pi \quad (96)$$

где n – число членов экипажа, чел.

Тогда:

$$\Delta R = \left[\frac{2454 \cdot 1 + \frac{4,5}{150}}{1462584} - \frac{2454 \cdot 1 + \frac{4,5}{150}}{1717800} \right] \cdot 1 \cdot 1717800 = 215 \text{ чел.ч. год}$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 14

Таблица 14 – Основные технико-экономические показатели реконструкции

№ п/п	Показатели	Ед. изм.	Величины	
			Проект	Базис
1	2	3	4	5
1	Масса машины	т	36,810	36,750
2	Мощность двигателя	кВт	250	250
3	Эксплуатационная производительность	часовая м ³ /ч	700	596

Продолжение таблицы 14

1	2	3	4	5
4	Инвентарно-расчетная стоимость машины	руб	5100000,00	5000000,00
5	Удельная фондоемкость	руб./м ³	3,32	3,82
6	Годовые эксплуатационные издержки	руб./год	4743164,82	4713594,12
7	Заграты на реконструкцию	руб.	100000	-
8	Снижение удельной металлоемкости	т	0,961	-
9	Годовой экономический эффект	руб.	921770,7	-
10	Срок окупаемости затрат	лет	0,108	-
11	Снижение затрат труда	чел год	215	-

5 ОХРАНА ТРУДА И ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

5.1 Анализ вредных факторов, возникающих при работе пешего траншеекопателя

С точки зрения охраны труда анализ потенциально опасных и вредных факторов необходимо провести с учетом возможных положений проектируемой техники. В качестве проектируемого объекта выступает траншеекопатель динамического действия. Возможные опасные факторы которые могут возникнуть при эксплуатации и ремонте траншеекопателя приведенные в таблице 15

Таблица 15 - Анализ потенциально вредных и опасных факторов

Факторы	Источник	Количественная оценка	Норматив
Шум	Двигатель, трансмиссия, активного действия	РО < 275 Дб	ГОСТ 121003-83
Недостаточное освещение темное время	Выполнения работ в	≈ 150 лк	СПИП-4-79
Вибрация	Двигатель, трансмиссия, активного действия	РО < 107 Гц	ГОСТ 121012-90 ДНАОН 0.03-311-84, ДНАОН 0.03-312-84.
Загрязненность микроклимата	Двигатель	СО: 45 г/гол	ДНАОН 0.03-315-86
Влажность	Внешняя среда	40 - 60 %	ГОСТ 121007-86
Продольная стойкость	Безумное оборудование	K _y 1.15	ГОСТ 23734-79
Надежность фиксации РО	Гидроцилиндр	Δl= 0,003 м/с	ГОСТ 23734-79
Возникновение пожара	Заклочения не выполнение правил пожарной безопасности		СПИП 2.01.02-85, ПАНБ А 01.001-95
Электрический ток	Привод	>0.01 А	ГОСТ 121014-84

Работа операторов машин для земляных работ характеризуется повышенной

затратой мускульной энергии. При выполнении рабочих процессов мускульная энергия расходуется на перемещение рычагов и педалей

Управляя бульдозером, погрузчиком, одноковшовым экскаватором, оператор производит 2000...6800 включений механизмов в течение 1 ч. Это соответствует затрате энергии за 1 с более 290 Вт

Условия работы на автогрейдер, скрепелер, многоковшовом экскаваторе, уплотняющей машине связаны с несколько меньшей затратой мускульной энергии, но из-за необходимости постоянного сосредоточения внимания их относят к категории тяжелых. Таким образом, при оценке микроклимата в кабине управления машиной следует учитывать выделение человеком теплоты в указанном количестве.

Проектируемые машины универсального использования (бульдозеры, погрузчики) могут разрабатывать сильно пылящие грунты и материалы, среды обладающие повышенной токсичностью, неприятными запахами. Машины относительно – узкого назначения (автогрейтеры, скрепелеры, экскаваторы) при своем взаимодействии с обрабатываемой средой создают главным образом повышенную запыленность атмосферного воздуха. В средних условиях, при разработке суглинистых и супесчаных грунтов на открытых площадках содержание пыли в воздухе возле работающей землеройной машины составляет 40...50 мг/м³.

Правильно отрегулированный и исправный двигатель внутреннего сгорания обычно дает содержание оксида углерода (СО) в выхлопных газах не более 0,2 %. Поэтому при работе на открытых площадках ввиду естественного их проветривания уровень концентрации СО и других веществ в воздухе не превышает ПДК [1:8]. Однако работа машины в глубоких узких котлованах, в длинных туннелях, в помещениях испытательных станций может привести к чрезмерному скоплению в воздухе токсических веществ. Ввиду этого при проектировании машины специального назначения следует оговорить условия обеспечивающие вентилирование закрытых рабочих площадок.

Степень освещенности рабочих площадок в темное время суток зависит от

Характеристики звуков и действие их на организм оператора

Звуковые колебания возникают в результате колебания частиц в твердой, жидкой и газообразной средах. По происхождению эти колебания делят на механические (от колебания машин), аэродинамические (от колебаний при течении газов), гидродинамические (от колебаний при течении жидкостей) и электромагнитные (в связи с переменой магнитных и электрических полей). По частоте колебаний звуки подразделяют: на инфразвук - с частотой до 20 Гц, слышимый звук - 20 - 20 000 Гц и ультразвук - свыше 20 000 Гц.

Инфразвук возникает при работе дизельных и реактивных двигателей, компрессоров и вентиляторов. При скорости движения автомобиля, например, более 70 км/ч при открытых поворотных форточках в кабине и в салоне кузова инфразвуки возникают в результате удара потока воздуха о препятствия (например, раму форточки). Это явление называют ветровым флаттером. С уменьшением объема кабины или салона инфразвук увеличивается.

В обычном понимании орган слуха человека не воспринимает инфразвуки. Особенностью действия инфразвука является высокая специфическая чувствительность органа слуха к низкочастотным колебаниям. Инфразвук с частотой 7 Гц совпадает с ритмом биотоков мозга, поэтому эта частота наиболее опасна. Кроме того, инфразвуки воспринимаются поверхностью тела.

Шум (слышимый звук) возникает при работе экскаваторов, компрессоров, бульдозеров, автомобилей-самосвалов, тракторов, авторейдеров и других строительных машин.

Совокупность слышимых звуков, сочетающая множество различных тонов и частот с беспорядочной интенсивностью и продолжительностью, называют *шумом*. Но под шумом понимают также всякий нежелательный для человека звук, мешающий восприятию необходимых звуков или нарушающий тишину.

Действие шума на организм человека проявляется в поражении органов слуха и нарушении систем (сердечно-сосудистой, центральной нервной), а также ослаблении памяти, изменении кожной чувствительности.

Ультразвук применяют для интенсификации технологических процессов (при механической обработке твердых и хрупких материалов, сварке, лужении, травлении), в дефектоскопии, иногда для мойки деталей при ремонте строительных машин.

Ультразвук порождает в тканях человека тепловой эффект. Энергия ультразвука, поглощенная тканью, переходит в теплоту и повышает температуру тела. Ультразвуковая волна вызывает в тканях высокое давление, в связи с чем изменяются свойства клеток.

Систематическое воздействие ультразвуковых волн на организм человека вызывает быструю утомляемость, боль в ушах и голове, нарушает равновесие, развивает невроз и гипотонию. Вблизи оборудования, генерирующего ультразвуковые колебания, возникает шум до 120 дБ.

Шум классифицируют по следующим признакам:

1. По происхождению: механический шум (вследствие вибрации поверхностей машин и оборудования, а также одиночных или периодических ударов в сочленениях деталей или конструкций в целом); аэродинамический (возникающий при движении газов, например, при истечении сжатого воздуха или газа из отверстий, пульсации давления при движении потоков воздуха или газа в трубах и др.); электромагнитный (возникающий вследствие колебаний элементов электромеханических устройств под влиянием переменных магнитных сил, например колебания статора и ротора); гидромеханический (при стационарных и нестационарных процессах в жидкостях, например при гидравлических ударах).

2. По времени действия на организм: постоянный и непостоянный - колеблющийся во времени, прерывистый и импульсный.

3. По спектральному составу: низкочастотный - с частотой колебаний не более 400 Гц; среднечастотный - от 400 до 1000 Гц; высокочастотный - более 1000 Гц.

4. По ширине спектра: широкополосный (включая почти все частоты звукового давления) и узкополосный.

Кроме того, шум подразделяют на воздушный, распространяющийся в воздушной среде от источника возникновения до места наблюдения, и структурный, излучаемый поверхностями колеблющихся конструкций стен, перекрытий, перегородок зданий в звуковом диапазоне частот.

Помимо рассмотренных вредных факторов в ходе выполнения рабочих операций, при транспортировании машины, в процессе ее технического обслуживания и ремонта возникают опасности, которые могут привести к несчастному случаю. Чтобы обеспечить максимальную безопасность эксплуатации проектируемой машины, анализируют возможные опасности и последствия их возникновения. Отказы в работе гидроприводов, фрикционных муфт, тормозов, канатных систем, ведущие к авариям, наблюдаются при обрыве планов, канатов, разрушении кронштейнов крепления цилиндров и вследствие значительного износа деталей муфт и тормозов, а также в результате действия чрезмерных динамических нагрузок. В названных случаях может произойти падение поднимаемого груза и рабочего оборудования. Иногда оказывается невозможным торможение машины либо ее агрегатов. Перечисленное может привести к авариям и к травмированию лиц, обслуживающих машину.

5.2 Нормативные параметры метеорологических условий и допустимое содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны при работе цепного траншеекопателя

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений установлены ГОСТ 12.1.005-76 «Воздух рабочей зоны». Эти нормы разработаны с учетом избытков явной теплоты, категорий работ и периодов года. Под явной теплотой имеют в виду теплоту, поступающую в рабочее помещение от оборудования, отопительных приборов, нагретых материалов, людей и других источников теплоты, в результате несоляции и воздействующее на температуру воздуха в этом помещении. Периоды года подразделяют на теплый, характеризуемый среднеуточной температурой наружного воздуха II-

10°C и выше, и холодный с среднесуточной температурой наружного воздуха ниже +1. Классификация и предельно допустимое содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны изложены в ГОСТ 12.1.005-76 и ГОСТ 12.1.007-76* «Вредные вещества».

По степени воздействия на организм человека вредные вещества делят на четыре класса опасности:

- 1-й - чрезвычайно опасные,
- 2-й - высокоопасные;
- 3-й - умеренно опасные
- 4-й - малоопасные.

Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны - это такие, которые при ежедневной работе в течение 8 ч или другой продолжительности за время всего рабочего стажа не могут вызвать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья человека в процессе работы и в последующем.

По ГОСТ 12.2.023-76 «Кабина. Рабочее место водителя» в кабинах грузовых автомобилей принудительная вентиляция должна обеспечивать подачу свежего воздуха в количестве не менее 30 м³/ч на одного человека и температуру в зонах расположения ног, головы и пояса водителя не менее +15 °С при наружной температуре до -25°C.

В кабинах тракторов по ГОСТ 12.2.019-76 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные» температура воздуха в теплый период должна быть на 2-3°C выше температуры наружного воздуха, но не ниже +14 °С и не выше +28°C при относительной влажности 40-60%.

В совокупности с температурой, влажностью и скоростью движения воздуха окружающей среды, барометрическим давлением тепловое излучение расплавленного парафина образуют производственный микроклимат. Параметры микроклимата нормируются ДСН 3.3.6-042 - 99. Этим документом установлены оптимальные и допустимые величины температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха.

5.3 Общие положения по охране труда при выполнении земляных работ

Во время проектирования траншекопателя динамического действия учитывались такие положения охраны труда:

– для защиты оператора от поражения электрическим током, управление рабочим процессом полностью автоматизировано и не нуждается в ручном управлении и управляется дистанционно;

– для защиты оператора от вибрации, между рамой рабочего органа и рамой машины, установленные упругие элементы;

– для предотвращения поражения производственной пылью, машинист работает со средствами индивидуальной защиты;

для предотвращения поражения кусками разрабатываемого материала, вынос грунта из траншеи происходит направленно благодаря метателю;

для сосредоточенного освещения рабочего органа во время рабочих операций, на раме рабочий орган установлены отдельные осветительные приборы;

– для уменьшения вибрации, которая передается от режущих элементов, между цепью рабочего органа и его рамой, установленные упругие виброгасительные элементы;

– для уменьшения шума во время разработки, рабочие зубья установлены модульно;

1. Действие Инструкции распространяется на все подразделения предприятия.

2. Инструкция разработана на основе "Рекомендаций госнадзорохран труда относительно "Порядка обработки и утверждения владельцем нормативных актов об охране труда, которые действуют на предприятии", "Положения о разработке инструкций по охране труда для работающих", "Типового положения об обучении, инструктаже и проверке знаний работников по вопросам охраны труда" (СНП Ш-4-80*, ГОСТ 12.1013-75).

3. Инструкция действует на протяжении 3 лет со дня утверждения

4. По данной инструкции оператор инструктируется перед началом работы на

предприятия (первичный инструктаж), а потом через каждые 3 месяца (повторный инструктаж). Результаты инструктажа заносятся в "Журнал регистрации инструктажей по вопросам охраны работы", в журнале после прохождения инструктажа должен быть подписи инструктирующего и оператора

5. Владелец должен застраховать оператора от несчастных случаев и профессиональных заболеваний. В случае ухудшения здоровья по вине владельца, он (оператор) имеет право на возмещение причиненной ему вреда

6. За невыполнение данной инструкции оператор несет дисциплинарную, материальную, административную и уголовную ответственность.

7. Оператор должен

7.1. Выполнять только ту работу, которая поручена мастером (прорабом) и по которой проинструктированный.

7.2. Не выполнять указания, которые противоречат правилам охраны труда

7.3. Не допускать посторонних лиц на свое рабочее место.

7.4. Помнить о личной ответственности за выполнение правил охраны труда и за безопасность сослуживцев.

7.5. Уметь оказывать первую помощь пострадавшим при несчастных случаях.

7.6. Уметь пользоваться первичными средствами пожаротушения

8. Главные опасные и вредные производственные факторы, которые действуют на оператора:

8.1. Неудовлетворительные метеорологические условия.

8.2. Физические нагрузки.

8.3. Загроможденность рабочего места.

8.4. Отсутствие, специальных устройств, инструмента и оборудование для ведения работ согласно принятой технологии.

8.5. Не защищенные токопроводящие части

8.6. Не достаточная освещенность рабочей зоны

9. Оператор обеспечивается спецодеждой, спецобувью, средствами индивидуальной защиты: хлопчатобумажный костюм, комбинированными

варежками, кожаными ботинками; на работах в мокром грунте - ботинки брезентовые; на внешних работах зимой дополнительно куртка, ботинки хлопчатобумажные на гетевой подкладке, валенки

10. К началу выполнения земляных работ, в местах расположения действующих подземных коммуникаций, должны быть разработаны и согласованы с организациями, эксплуатирующими эти коммуникации, мероприятия по безопасным условиям работы, а расположение подземных коммуникаций на местности обозначено соответствующими знаками или надписями.

11. Выполнение земляных работ в зоне действия подземных коммуникации следует выполнять под непосредственным руководством прораба или мастера, а в охранной зоне кабелей, которые находятся под напряжением или действующего газопровода, кроме того, под надзором рабочих электро- или газового хозяйства

12. Перед началом выполнения земляных работ на участках с возможным патогенным заражением грунта (свалки, скотомогильники, кладбища и др.) необходимо иметь разрешение органов Государственного санитарного надзора

13. Котлованы и траншеи, которые разрабатываются на улицах, проездах, на дворах населенных пунктов, а также в местах движения людей и транспорта, должны быть огражденные защитной изгородью. На изгороди необходимо установить предупредительные надписи и знаки, а в ночное время - сигнальное освещение

Места перехода людей через траншеи должны быть оборудованы переходными мостиками, освещаемыми в ночное время

14. Рабочие места оператора должны быть обеспечены индивидуальной инвентарной изгородью, защитными и предупредительными устройствами, приспособлениями, изготовленными по типовым проектам и установленными согласно ПБП.

15. Опускаться в траншею (котлованы) следует по стремянкам и приставным стремянкам. Запрещается опускаться по распоркам крепления

16. Переходить через канавы и траншеи необходимо только в установленных

местах по переходным мостикам.

17. Инвентарные светильники для освещения рабочего места необходимо располагать так, чтобы не было ослепления рабочих.

18. Оператор получает индивидуальные средства защиты (пользоваться ими разрешается только после инструктажа):

18.1. При работе в местах с возможным появлением газа - промышленный фильтрующий противогаз.

18.2. При работе с электрифицированным инструментом для рыхления грунта, разрушение бетона, рубка металла и прочее - диэлектрическими перчатками, респираторы, защитные очки.

18.3. При выполнении работ на земляных сооружениях с наклоном больше 30° - предупредительный пояс и страховочный канат.

18.4. При работе с пневмоинструментом - виброзащитные варежки.

18.5. При всех видах работ - защитную каску с подшлемником.

19. Рукоятки кувалды, кирок должны быть гладко обработанные и расклиненные дубовыми или металлическими клиньями, а рукоятки топора закреплены шурупами.

20. Запрещается применять ручной инструмент, который имеет сколы рабочих концов, заусеницы и острые ребра в местах зажима рукой, трещины и сколы заголовочной части.

21. Работать с пневмо- и электроинструментом имеет право оператор, который прошел соответствующее обучение и имеет удостоверение.

Требования безопасности перед началом работы

1. Перед началом работы необходимо:

Осмотреть рабочие места и подходы к ним.

Проверить исправность инструмента и инвентаря.

Проверить освещенность рабочих мест. Светильники должны устанавливаться таким образом, чтобы не было ослепления рабочих.

2. Перед работой необходимо проверить исправность пневмоинструмента, надежность соединения резинового шланга с инструментом, а также надежность

крепления рабочей части в буксе.

3. К началу разработки траншеи (котлована) необходимо принять мероприятия по отводу поверхностных вод.

Правила безопасности во время работы

1. Грунт, вынутый из котлована или траншеи, следует разбрасывать на расстоянии не меньше 0,5 м от бровки

2. Не допускается разработка траншей, котлованов методом "подкопа"

3. Валунь, камень, а также отслоение грунта, выявленные на откосах, необходимо удалить.

4. Копание котлованов и траншей с вертикальными стенками без крепления в скальных и незамерзших грунтах выше грунтовых вод и при отсутствии близ подземных сооружений допускается на глубину не больше (метров):

1,0 - в насыпных, песчаных и крупнообломачных грунтах, 1,25 - в смесях, 1,5 - в суглинках и глинах.

5. Крутизна откосов (отношение глубины откоса к его заложиванию) котлованов, которые разрабатывают без креплений, определяют согласно таблицы 16.

Таблица 16 – Крутизна откоса котлованов

Грунты	При глубине выемок, м, не больше		
	1,5	3,0	5,0
Насыпные неутрамбованные	1:0,67	1:1	1:1,25
Песчаные и гравийные	1:0,50	1:1	1:1,00
Супесь	1:0,25	1:0,67	1:0,85
Суглинок	1:0	1:0,50	1:0,75
Глина	1:0	1:0,25	1:0,50
Лес	1:0	1:0,50	1:0,50

Примечание. В случае напластования разных видов грунтов крутизна откосов для всех пластов надо выбирать по слабым грунтам.

5.4 Правила для лиц, находящихся вблизи цепного трапезкопателя

Машинист должен принимать меры, чтобы лица, находящиеся (вблизи) землеройно-транспортных машин, соблюдали следующие основные правила

1. Любой человек, находящийся в зоне движения машины или в непосредственной близости от места ее работы, должен следить за движением машины и не мешать ее работе и перемещению.

2. При маневрировании машин задним ходом, особенно бульдозера, любой работник должен быть удален из зоны маневрирования

3. Запрещается проходить под поднятым рабочим оборудованием машины или в непосредственной близости от него.

4. На территории строительства или карьера люди должны ходить по пешеходным дорожкам, а если дорожек нет, то по левой стороне дороги. Люди с носилками, ручными тележками, санками, должны двигаться по крайней полосе дороги.

5. Находясь в зоне работы землеройно-транспортных машин все работники и пешеходы должны

- не перебегать внезапно пути движения машин;

- обходить стоящие машины только спереди, но не под поднятым рабочим оборудованием;

- уступать дорогу движущейся машине;

- переходя постоянные пути двустороннего движения машины, сначала посмотреть налево по направлению перехода, а дойдя до середины дороги, направо;

без служебной надобности не подходить к работающей или находящейся на стоянке машине

5.5 Пожарная безопасность и средства тушения пожаров

Пожарная безопасность - это состояние объекта, при котором исключается возможность пожара, а в случае его возникновения предотвращается воздействие

на людей опасных факторов пожара и обеспечивается защита материальных ценностей

Пожар - это неконтролируемое горение вне специального очага, наносящее материальный ущерб (в этом определении не отражена опасность, которую представляют пожары для людей).

Горение - это химическая реакция окисления, сопровождающаяся выделением большого количества тепла и свечением. Различают несколько видов горения: вспышка, возгорание, воспламенение, самовозгорание, самовоспламенение, взрыв.

Пожарная профилактика основывается на исключении условий, необходимых для горения, и использовании принципов обеспечения безопасности

При обеспечении пожарной безопасности решаются четыре задачи

- предотвращение пожаров и загораний;
- локализация возникших пожаров;
- защита людей и материальных ценностей;
- тушение пожаров.

Предотвращение образования источников зажигания достигается следующими мероприятиями:

- соответствующее исполнение, применение и режим эксплуатации машин и механизмов;

- ликвидация условий для самовозгорания;
- регламентация допустимой температуры и энергии искрового разряда

Пожарная защита реализуется следующими мероприятиями

- ограничение распространения пожара;
- применение средств пожаротушения;
- регламентация пределов огнестойкости;
- применение пожарной сигнализации и др

Процесс горения прекращается, если:

- очаг горения изолируется от воздуха;

- концентрация кислорода снижается до предельного значения (для большинства веществ - до 12... 15 %);

- горящие вещества охлаждаются ниже температур самовоспламенения;

- осуществляется интенсивное ингибирование (торможение скорости химической реакции в пламени).

Вещества, которые способствуют созданию перечисленных выше условий, называются огнетушителями.

К огнетушителям относятся вода, водные растворы, водяная пена, углекислота, инертные газы, сжатый воздух, порошки, песок, земля и т.д.

Причины пожаров:

искрение электрического оборудования и электроустановок, короткое замыкание.

небрежное обращение с огнем.

Средства тушения пожаров. К первичным средствам пожаротушения относятся все виды переносных и передвижных огнетушителей, оборудование пожарных кранов, ящики с порошковыми составами (песок, перлит и т.д.), а также огнестойкие ткани (асбестовое полотно, кошма, войлок и т.д.), пожарный щит. Для размещения первичных средств пожаротушения образуют инвентарный пожарный щит.

Огнетушители бывают углекислотные, хладоновые, порошковые

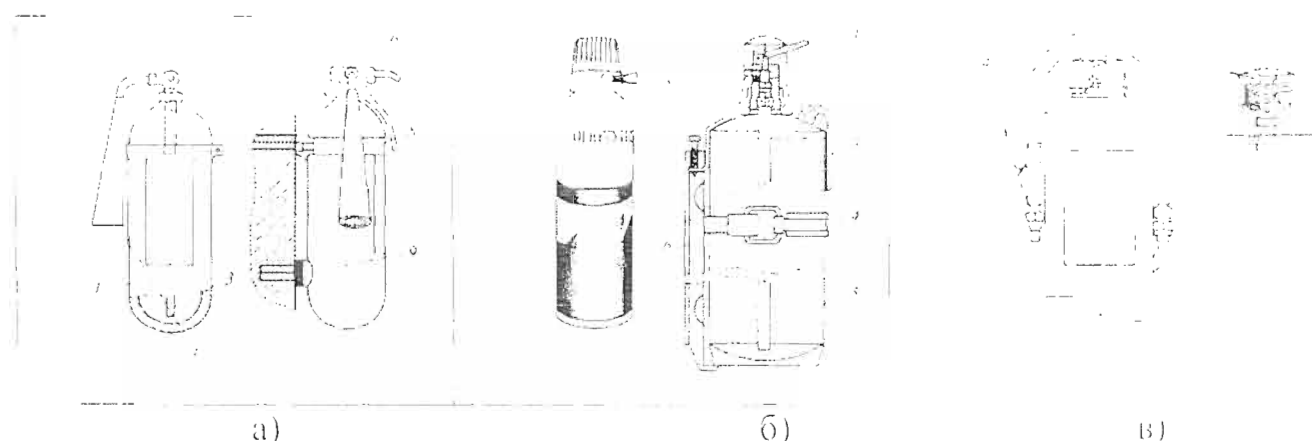


Рисунок 25 – Огнетушители:

а - ручной углекислотный ОУ-5 (ОУ-8).

б - хладоновый огнетушитель ОУБ-3А (ОУБ-7А).

в - ручной порошковый огнетушитель ОП-5

5.6 Расчет устойчивости ценного грантескопателя

Определение центра масс машины

При определении центра масс машины начало системы координат x, y, z принимаем в точке сечения проекции оси ведущих колес на опорную поверхность с вертикальной продольной плоскостью симметрии машины.

Ось машины x лежит на опорной поверхности и направлена в сторону кормы, ось z направлена вертикально вверх. Ось y направлена к правому борту машины.

Массы узлов приняты в расчетах - предыдущие.

Рабочее положение машины.

В таблице 17 определены положения центра масс машины в рабочем положении при рытье котлована глубиной 0,8м.

Таблица 17 – Центра масс машины в рабочем положении

Название элементов	шт. кг	x, м	z, м
1	2	3	4
Базовый тягач	25000	-3,200	0,816
Окнаж 1 чел	80	-6,685	2,2
Базовый тягач с окнажем	25080	-3,211	0,82
Рама РО	830	3,67	0,59
Цель	1700	3,67	0,59
Нагвяжной вал	370	-4,691	-0,32
Приводные валы	820	2,66	1,51
Фрезы 4 шт	160	-4,691	0,3
Ферма	100	-2,941	1,9
Рабочий орган с фрезами	4080	-3,655	0,689
Корпус метателя	3800	2,2	1,85
Раздаточная коробка	1085	1,4	1,7
Раздаточный редуктор	355	2,52	1,5
Гидроцилиндры рабочего органа	300	2,75	2,95

Продолжение таблицы 17

1	2	3	4
Корпус метателя с узлами	5540	2.094	1.858
Рама промежуточная	670	0.63	1.3
Гидроцилиндры	80	1.05	0.88
Палец с трансмиссией	100	0.5	1.3
Рама промежуточная с узлами	850	0.654	1.26
Рама подъема	820	0.35	1.18
Гидроцилиндры перекося	40	0.6	0.85
Рама подъемная с узлами	860	0.362	1.126
Гидроцилиндры рабочего органа	400	-1.1	1.3
Рама подъема с узлами и гидроцилиндрами	1260	-0.102	1.181
Рабочее оборудование	11730	2.297	1.335
Машина без экипажа в рабочем положении	36730	-1.445	0.982
Машина с экипажем в рабочем положении	36810	-1.445	0.985

В таблице 18 определены положения центра масс машины при транспортном положении рабочего оборудования.

Таблица 18 – Центра масс машины в транспортном положении

Название элементов	m, кг	x, м	z, м
1	2	3	4
Базовый тягач	25080	-3.211	0.82
Рабочий орган с фрезой	4080	-2.23	3.96
Корпус метателя	5540	-0.82	3.38
Рама промежуточная	850	-0.02	1.99
Рама подъемная	1260	0.15	1.73
Машина с экипажем в транспортном положении	36810	-2.554	1.611

Перевод рабочего оборудования в транспортное положение

Рассмотрим полутранспортное положение, которое отвечает началу перевода рабочего оборудования в транспортное положение гидроцилиндрами управления

Таблица 19 Центры масс машины в полутранспортном положении

Название элементов	m , кг	x , м	z , м
Базовый тягач	25080	-3,211	0,82
Рабочий орган с фрезами	4080	2,83	2,86
Корпус метателя	5540	2,167	1,813
Рама промежуточная	850	0,654	1,260
Рама подъемная	1260	-0,102	1,181
Машина с экипажем в транспортном положении	36810	-1,536	1,218

Устойчивость машины

Транспортное положение:

Определим предельный статический угол спуска из условия продольной устойчивости машины:

$$\alpha_{\text{уд}} = \arctg \frac{L + x}{z} = \arctg \frac{3,91 - 2,554}{1,611} = 40^{\circ}05'$$

где $L = 3,91$ м - расстояние от ведущей звездочки к первому опорному катку,

$x = -2,554$ м, $z = 1,661$ м - координаты центра массы машины в транспортном положении.

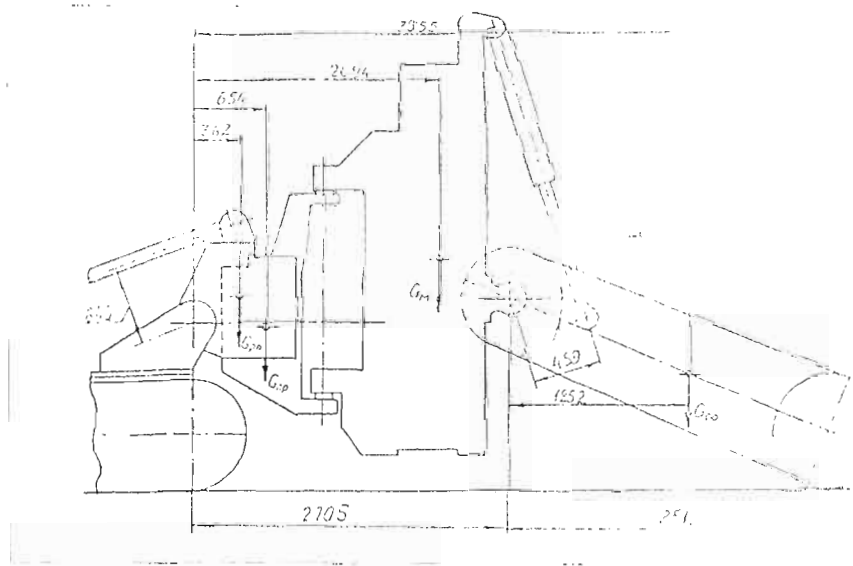


Рисунок 26 Схема действия сил тяжести от рабочего органа

Определяем предельный статический угол косогора из условия поперечной устойчивости машины

$$\alpha_{\text{до}} = \operatorname{arctg} \frac{0,5 \cdot A}{z} = \operatorname{arctg} \frac{0,5 \cdot 2,65}{1,611} = 39^{\circ}26'.$$

где $B = 2,65$ г - колея базового тягача по серединам гусениц.

Полутранспортное положение.

Проверяем устойчивость машины в начале перевода из рабочего оборудования в транспортное положение гидроцилиндрами укладки. Для этого определим предельный статический угол подъема из условия продольной устойчивости машины:

$$\alpha_{\text{до}} = \operatorname{arctg} \frac{L_2 - x}{z} = 41^{\circ}51',$$

где $L_2 = -0,445$ м - расстояние от ведущей звездочки до 12-го опорного катка;

$x = -1,536$ м, $z = -1,218$ м - координаты центра массы машины в полутранспортном положении.

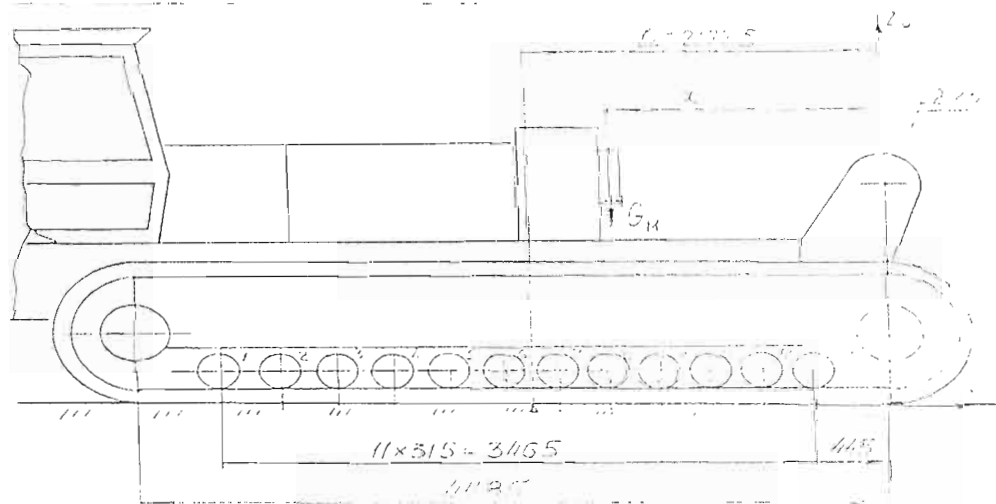


Рисунок 27 -- Определение нагрузок на ходовые катки

Определение опорного момента:

$$M_{\text{оп}} = G_{\text{оп}} \cdot l_{\text{оп}} \cdot \sin \alpha = 30000 \cdot 2,0 = 60000 \sin \alpha \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определение удерживающий момент:

$$M_{\text{уд}} = (G_{\text{уд}} \cdot l_{\text{уд}}) \cos \alpha = 185000 \cdot 0,55 \cdot \cos \alpha = 101750 \cos \alpha \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Учитывая, что в момент перебрасывания реакция колеса равняется нулю

Определяем значение критического угла из уравнения:

$$\sum M_{\text{пр}} = \sum M_{\text{от}}.$$

Отсюда определяем значение α из отношения:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{60000}{101750}\right) \approx 30,5.$$

Полученное значение угла α является тем углом, при котором следует определить перебрасывание машины по трассе с продольным наклоном.

Значение коэффициента устойчивости для движения по трассе с продольным наклоном $K_s > 1,15$.

Условие принимает вид:

$$K_s = \frac{\sum M_{\text{от}}}{\sum M_{\text{пр}}} = \frac{185000 \cdot \cos 30,5}{60000 \cdot \sin 30,5} = 5,3.$$

Такие данные удовлетворяют условия работы траншеекопателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломном проекте рассмотрены потенциальные возможности рабочих органов экскаватора – траншеекопателя и предложен альтернативный вариант реконструкции с целью повышения производительности машины.

В общей части проанализированы основные направления и общие тенденции развития рабочих органов экскаватора – траншеекопателя, что позволило выявить их достоинства и недостатки, и определить цель реконструкции.

В расчетной части были проведены общий кинематический расчет и расчет производительности машины, которые подтвердили правильность выбранного направления.

В специальной части проекта разработана конструкция рабочего органа с трапециевидным скребковым элементом, который имеет выносящую способность. Рассчитаны силовые показатели. Проведены расчеты натяжного устройства, фрез, гидросистемы привода и расчет параметров. На основании теоретических и расчетных данных были определены рациональные параметры рабочего органа траншеекопателя.

В разделе охрана труда были выявлены потенциально опасные и вредные факторы, возникающие при эксплуатации и ремонте экскаватора траншеекопателя, характеристики и действие их на организм человека. Разработаны общие положения и инструкции при выполнении земляных и ремонтных работ.

Экономический раздел посвящен сравнению эффективности от применения базовой и реконструированной машины. В него вошли расчет экономической эффективности технических решений в области механизации производства строительных работ, расчет технико – экономических показателей реконструкции строительных машин. В процессе сравнения доказана высокая эффективность от применения предлагаемой реконструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1) Дипломное и курсовое проектирование механического оборудования и технологических комплексов предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: учебное пособие / В.С. Богданов, А.С. Ильин, В.Я. Дозер и др. – М: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2006 – 784 с.
- 2) Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.И. Леликов. – М: Машиностроение, 2013 – 559 с.
- 3) Суелов А.Г. Инженерия поверхности деталей машин: монография / А.Г. Суелов, В.Ф. Безъязычный, Ю.В. Панфилов. – М: Машиностроение, 2008 – 320 с.
- 4) Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / Д.В. Чернилевский. – М: Машиностроение, 2012. – 672 с.
- 5) Шестопалов К.К. Подъемно – транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование: учебное пособие для студенческих учреждений среднего профессионального образования / К.К. Шестопалов. – М: Издательский центр «Академия», 2005 – 320 с.
- 6) Леликов О.И. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «деталей машин» / О.И. Леликов. – М: Машиностроение, 2007. – 464 с.
- 7) Довгяло В.А. Дорожно – строительные машины. Часть I: Машины для земляных работ / В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарев. – Гомель: БелГУТ, 2010 – 250 с.
- 8) Чижик Г.И. Машины для земляных работ: учебное пособие / Г.И. Чижик. – Могилев: БРУ, 2005. – 250 с.
- 9) Щерблякин Г.П. Альбом чертежей по строительным машинам: учебное пособие / Г.П. Щерблякин. – М: РГОУПС, 2005 – 103 с.
- 10) Болтухин А.К. Инженерная графика. Конструкторская информатика в машиностроении: учебник для вузов / А.К. Болтухин, С.А. Васин, Г.П. Вяткин; под ред. А.К. Болтухин. – М.: Машиностроение-Москва, 2005. – 555 с.
- 11) 3D-технология построения чертежа. Компас – 3D: учебное пособие / А.Л. Хейфец, А.Н. Логиновский, И.В. Буторина, Л.П. Дубовикова; под ред. А.Л. Хейфеца. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005 – 245 с.

Инв. №	Формат	Зона	Год	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание
Справ №	Перв примен				Документация				
		A1		151000.62.2016.771.00.00.В0	Рабочее оборудование				
Справ №	Перв примен				Сборочные единицы				
			1		Рама рабочего оборудования	1			
			2		Рама поворотная	1			
			3		Метатель	1			
			4		Уровень	1			
		A1	5		Орган сцепной рабочий	2			
		6		Элемент скредковый	18				
						151000.62.2016.771.00.00			
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Оборудование рабочее	Лит	Лист	Листов
	Разраб.	Шадрин А.В.		<i>Шадрин</i>	16.06.16		В.К.Р.		1
	Пров.	Храмцов Е.А.		<i>Храмцов</i>	17.06.16				
	Исполн.	Немчинова Л.В.		<i>Немчинова</i>	17.06.16		ЮУрГУ кафедра МТО МД		
	Утв.	Шеркцинов В.И.		<i>Шеркцинов</i>			Формат А4		

Изм. №	Подп. и дата	Взам. инв. №	Изм. № зад.	Подп. и дата	Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание
									Документация				
					A1			15100.62.2016.771.00.00.СБ	Орган цепной рабочий				
									Сборочные единицы				
							1		Вал приводной	1			
							2		Рама	1			
							3		Сцепное устройство	1			
							4		Элемент тропешивидный скребок	1			
							5		Каток опорный	4			
					A1		6		Фреза боковая	1			
					A2		7		Элемент тропешивидный скребок	18			
							8		Винт внешний	34			
							9		Винт внутренний	34			
							10		Цель				
									151000.62.2016.771.00.00.				
Изм. №	Подп.	Дата	Взам. инв. №	Изм. № зад.	Подп.	Дата				Лист	Зем.	Листов	
Разработ										В	К	Р	
Пров												1	
Н.контр.										ЮУрГУ			
Утв.										кафедры МТО МД			

Инв. №	Взам. инв. №	И-в. №	И-в. №	И-в. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание
											Документация				
							A1			151000.62.2016.771.00.00.СБ	Узел приводных звездочек				
											Детали				
								1			Втулка	2			
								2			Вал	1			
								3			Кольцо	3			
								4			Звездочка цепная	3			
								5			Крышка подшипника	2			
								6			Корпус	2			
											Стандартные изделия				
								7			Подшипник 7220 ГОСТ 27365-87	2	7		
											151000.62.2016.771.04.00				
Инв. №	Взам. инв. №	И-в. №	И-в. №	И-в. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Изм.	Зем.	№ док-м	Подп.	Дата				
									Ширин А.В.	<i>Ширин</i>	17.06.16				
									Аришцов Е.А.	<i>Аришцов</i>					
									Неминова А.В.	<i>Неминова</i>	17.06.16				
									Шеркина В.	<i>Шеркина</i>					
											Узел приводных звездочек				
											ИУЧРГУ кафедра МТО МД				

