

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 «Колесные, гусеничные машины и автомобили»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

зав. кафедрой

к.т.н., профессор

\_\_\_\_\_/ В.Н. Бондарь /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Модернизация главной передачи тракторов типа Т10

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–190201.2016.744 ПЗ ВКР

Консультанты

по безопасности жизнедеятельности

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_/ А.В. Хашковский /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Руководитель работы

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_/ С.А. Гусев /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

по организационно-экономической части

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_/ В.Г. Заслонов /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Автор работы

студент группы ЗФ - 635

\_\_\_\_\_/Д.А. Сафронов /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_/ В.И. Дуюн /  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

## АННОТАЦИЯ

Сафронов Д.А. Модернизация главной передачи тракторов типа Т10. Челябинск: ЮУрГУ, ЗИЭФ, 2016 г., ПЗ – 92 с., 22 илл., таблицы – 20, библиографический список – 43 наименования.

Объектом исследования, для написания данного проекта, стал трактор Т-10 производства Челябинского тракторного завода – промышленный гусеничный трактор 10 тягового класса, который является базой для более ста машинно-тракторных агрегатов (в первую очередь бульдозерно-рыхлительных).

Основная задача работы состоит в разработке модификации главной передачи повышенной прочностью (коэффициент запаса  $K \geq 10$ ) и надежностью конструкции, а также более простой при ремонте с подробным расчетом.

Цель данной работы заключается в повышении ресурса, надежности работы и ремонтпригодности главной передачи за счет:

1. Разделения масляных ванн коробки передач и главной передачи. За счет этого в коробку передач не будет попадать песок и другие загрязнения от заднего моста, в первую очередь от его литых деталей, а в задний мост (в масло главной передачи) частицы износа коробки передач (с дисков включения коробки переключения передач и др.). Вследствие чего будет чище масло в коробке передач и отсеке главной передаче.

2. Съёмного венца ведомой шестерни (легче и дешевле замена) главной передачи и изменения материала шестерни (получение прочности с необходимым коэффициентом запаса к нагрузкам).

3. Применение новых материалов для шестерен (увеличение прочности и надежности конструкции).

					<i>190201.2016.744.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Сафронов ДА</i>			Модернизация главной передачи тракторов типа Т10.	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Гусев С.А.</i>					<i>3</i>	<i>92</i>
<i>Реценз</i>						<i>ЮУрГУ</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Дуюн В.И.</i>				<i>Кафедра «КГМ и А»</i>		
<i>Утверд.</i>		<i>Бондарь В.Н</i>						

4. Применение двупарного зацепления в конической передаче (более надежное соединение с возможностью реализации повышенной нагрузки).

В работу входят разделы: введение, пять разделов, пять выводов по разделам, заключение. Во введении рассказывается об актуальности и причинах исследования. В первом разделе описан принцип работы и устройство главной передачи. Во втором разделе произведены расчеты на податливость вала, расчеты на прочность. В четвертом разделе произведен расчет изготовления одной детали. В пятом разделе произведены расчеты экономической составляющей предмета исследования. В шестом разделе составлены меры безопасности и жизнедеятельности человека при эксплуатации и обслуживании. Заключение посвящено основным выводам и предложениям по исследуемой теме.

					<i>190201.2016.744.00.05 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4

## ВВЕДЕНИЕ

Существует значительное количество отраслей промышленности (горнодобывающая, строительная, дорожная и другие) где необходимо широкое применение различных агрегатов на базе гусеничных промышленных тракторов. Создание новых и совершенствование существующих машин ориентировано на последние достижения мирового машиностроения. Параметры и показатели техники должны отвечать международным стандартам, предстоит разработать и освоить тракторы с гусеничным приводом разнообразных по конструкции и назначению. Это промышленные и сельскохозяйственные тракторы, снегоболотоходные транспортеры, специальные тягачи, различные установки на гусеничном ходу, используемые для монтажа производственного или технологического оборудования, трубоукладчики на строительстве нефте- и газопроводов и т.д.

T-10 – собирательное обозначение семейства промышленных гусеничных тракторов тягового класса 10 общего и специального назначения, предназначенных для эксплуатации во всех климатических зонах. Тракторы T-10 с этой целью выпускаются во множестве (около 80) различных модификаций и комплектаций. Производство тракторов семейства T-10 начато с июня 2003 года. Тракторы нового семейства - это результат четырехлетней работы Челябинского тракторного завода по повышению качества, технического уровня, надежности и унификации своих предшественников - тракторов T-170M1. Объем накопленных технических решений, реализованных в производстве, позволил перейти на выпуск более совершенного трактора T-10.

Применение трансмиссии двух типов: гидромеханической и усовершенствованной механической позволяют потребителю сделать выбор в зависимости от конкретных условий и требований.

Гидромеханическая трансмиссия (индекс "0").

Обеспечивает автоматическое бесступенчатое регулирование тягового усилия и скорости в зависимости от тягового сопротивления.

					<i>190201.2016.744.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Гидротрансформатор трехколесный одноступенчатый. Коробка передач планетарная, трехступенчатая, реверсивная с переключением под нагрузкой. Фрикционы многодисковые, постоянно замкнутые, сухого трения, с гидросервированным выключением. Тормоза ленточные, сухого трения. Главная передача коническая с круговым зубом. Бортовые редукторы двухступенчатые, цилиндрические прямозубые.

Механическая трансмиссия (индекс "1")

Муфта сцепления постоянно замкнутая, сухого трения, гидросервированная. Коробка передач четырехвальная с шестернями постоянного зацепления, обеспечивает восемь скоростей вперед и четыре - назад. Выпускается в вариантах приспособленных и неприспособленных под установку вала отбора мощности и ходоуменьшителя. Трансформируется в шестискоростную блокировкой первой передачи нормального и ускоренного диапазонов (для части комплектаций тракторов болотоходной модификации).

Главная передача, бортовые фрикционы, тормоза и бортовые редукторы такие же, как у гидромеханической трансмиссии.

Главная передача является одним из основных узлов трансмиссии, работающая под большой нагрузкой. В дипломной работе предлагается модернизация главной передачи тракторов типа Т10, позволяющая существенно повысить ресурс передачи и трансмиссии в целом. [26]

					<i>190201.2016.744.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА.....	9
1.1 Сравнение российской и зарубежной техники.....	9
1.2 Обзор существующих конструкций главной передачи.....	13
1.3 Кинематическая схема трактора.....	17
1.4 Обоснование выбранной конструкции.....	19
1.5 Описание конструкции.....	21
2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	24
2.1 Прочностные расчеты.....	24
2.2 Определение усилий, возникающих в зацеплении спиральных конических колес.....	28
2.3 Расчет на прочность вала большой конической шестерни.....	36
2.4 Разделение масляных ванн.....	40
2.5 Расчет призонных болтов.....	42
2.6 Двупарное зацепление.....	43
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	50
3.1 Обоснование выбранных размеров.....	50
3.2 Обоснование выбора заготовки.....	50
3.3 Разработка маршрутной технологии.....	51
3.4 Расчет режимов резания.....	53
3.5 Расчет норм времени.....	55
4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	59
4.1 Метод экспертных оценок.....	59
4.2 Значение экономической части.....	62
4.3 Расчетная себестоимость изготовления главной передачи.....	62
4.4 Анализ прогрессивности проектируемой ГП с шестерней со съемным венцом.....	63
4.5 Расчет затрат при производстве детали.....	65
4.6 План маркетинга.....	70
4.7 Оценка коммерческой состоятельности дипломного проекта...	71
4.8 Оценка эффективности инвестиций.....	72
4.9 Срок окупаемости инвестиций.....	72
4.10 Точка безубыточности проекта.....	73
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	77
5.1 Область применения главной передачи.....	77
5.2 Идентификация опасностей, расчет и оценка риска.....	79
5.2.1 Идентификация механических опасностей.....	79
5.2.2 Опасности от шума и вибрации.....	79
5.2.3 Опасности от материалов и веществ.....	81

					<i>190201.2016.744.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

5.3	Устранение опасностей и защитные меры по снижению риска..	82
5.3.1	Комплекс мер по устранению механических опасностей..	82
5.3.2	Комплекс мер по устранению опасностей от шума и вибрации.....	82
5.3.3	Комплекс мер по устранению опасностей от материалов и веществ.....	83
5.4	Информация для потребителя.....	83
5.4.1	Техническое обслуживание главной передачи.....	83
5.4.2	Регулировка зазоров в главной передаче.....	84
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....		86
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....		88
ПРИЛОЖЕНИЯ		
ПРИЛОЖЕНИЕ А. СПЕЦИФИКАЦИЯ.....		92

# 1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА

## 1.1 Сравнение российской и зарубежной техники

Использование в качестве базового трактора существующего образца и установка на него доработанного рабочего оборудования позволяет при сравнительно небольших затратах получить новую машину. Рассмотрим различные варианты базовых тракторов и агрегатов на их базе российских и зарубежных производителей. На российском рынке широко представлены трактора японских, китайских, и американских производителей. В последнее время продажа китайских машин по динамике превышает продажи отечественной техники благодаря низким ценам, поэтому целесообразно рассмотреть китайские образцы техники. [7] Для китайских тракторов характерно: при невысокой цене низкое качество машины, т.е. малый ресурс и выше вероятность поломок. Японские и американские трактора отличаются высоким качеством и передовыми технологиями. Недостатком этих тракторов является высокая цена. У тракторов завода ЧТЗ при сопоставимой цене более высокое качество, чем у китайских тракторов. Таким образом, трактора ЧТЗ являются хорошим сочетанием по критерию цена-качество.

На рисунках 1.1, 1.2, 1.3, 1.4 показаны наиболее распространенные и используемые в Российской Федерации модели тракторов класса 10: Т10 (ЧТЗ, Россия), D65 (Komatsu, Япония), D6 (Caterpillar, США), SD16 (Shantui, Китай).

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9





Рисунок 1.1 – Агрегат на базе трактора Т10 (ЧТЗ)



Рисунок 1.2 – Агрегат на базе трактора D65 (Komatsu)

Бульдозер Komatsu D65 – гусеничный трактор массой 19,1 - 19,7 тонн в полной комплектации в зависимости от модификации в группе D65. Объем двигателя варьируется от 180 л.с. до 207 л.с. Эта разница зависит от того, что в линейке Komatsu D65 объединены несколько модификаций с различным типом навесного оборудования. Так, индекс «А» присваивается трактору, оснащеному сферическим или полусферическим отвалом. Индекс «Е» указывает, что трактор оснащен отвалом неповоротного типа. Модели маркированные «ЕХ» имеют поворотный отвал. [33]



Рисунок 1.3 – Агрегат на базе трактора D6 (Caterpillar)

Бульдозер Caterpillar D6 относится к группе средней мощности на гусеничном шасси. Эксплуатационная масса – 20 тонн. Бульдозер Caterpillar D6 разработан и производится для работы в крайне непростых климатических условиях, включая переувлажненные почвы. Подходящая эксплуатационная масса и эффективность рыхлителя дают возможность разработки промерзшего грунта там, где глубина промерзания не позволяет другим бульдозерам выполнить эту задачу. Комфортность кабины машиниста, общая для всех бульдозеров этой группы, до-

полняется переключением блокировки навесного оборудования, дроссельной заслонки, автоматическим переключением передач и рычагом управления отвалом с гидравлическим приводом. [32]



Рисунок 1.4 – Агрегат на базе трактора SD16 (Shantui)

Гусеничный трактор среднего класса тяжести – китайский бульдозер Shantui SD16, это современно решение для выполнения работ в различных отраслях производства. Как известно завод Shantui выпускает аналоги японской фирмы Komatsu. Бульдозер Shantui SD16, создан по аналогии японского бульдозера Komatsu D65. На данную модель бульдозеры устанавливаются различные модели двигателя. Двигателя на бульдозер SD16 ставятся либо завода weichai, либо завода shanghai, который выпускает двигателя CAT C6121 по лицензии. Все рабочие системы управления, гидравлики, трансмиссии постоянно улучшаются, в соответствии с замечаниями и стремлению к эргономичности.

Ещё одной отличительной чертой бульдозера Shantui SD16, является его надежная и удобная в ремонте ходовая часть. Опорные однобортные и опорные двубортные катки бульдозера соединяются с основной рамой бульдозера посред-

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

ством эластичных буферов. За счёт этого снижается тряска бульдозера при работе и повышается удобство работы машиниста бульдозера. [31]

## 1.2 Обзор существующих конструкций главной передачи

Задний мост с фрикционными муфтами управления поворотом кроме левой и правой муфт состоит из главной конической передачи, ленточных тормозов и двух конечных редукторов с ведущими звездочками (рисунок 1.5). [3]

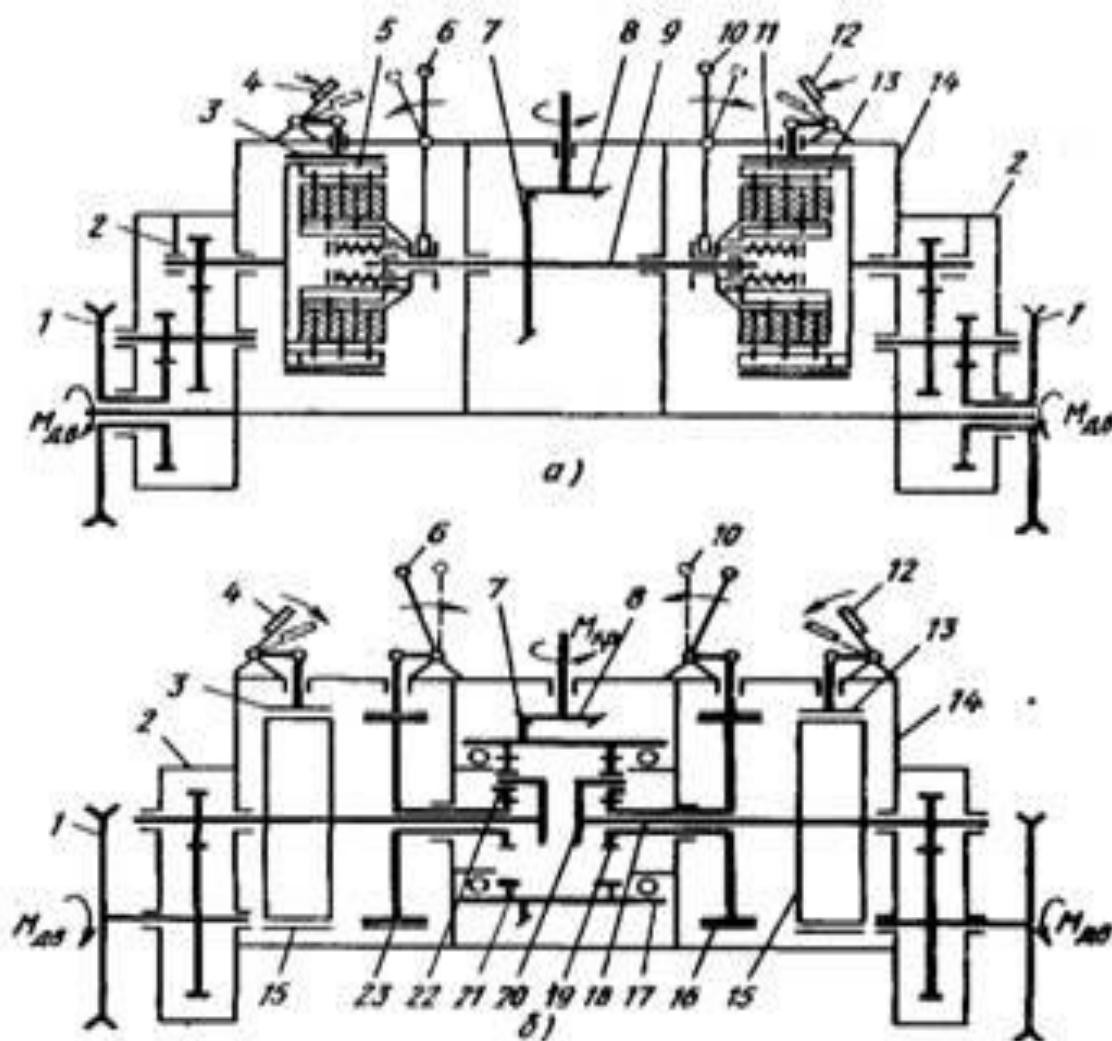


Рисунок 1.5 – Схемы задних мостов гусеничных тракторов:

а – с фрикционными муфтами управления поворотом; б – с планетарным механизмом управления поворотом; 1 – звездочки; 2 – конечные редукторы; 3, 13, 16, 23 – тормоза; 4, 12 – левая и правая педали; 5, 11 – муфты управления, 6, 10

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.01 ПЗ

Лист

13

– рычаги управления левой и правой муфтами; 7, 8, 19 – шестерни; 9, 7, 8 – валы; 14 – корпус заднего моста; 15 – шкивы; 17 – барабан с венцами; 20 – водило; 21 – венец; 22 – сателлит

По этой схеме выполнены задние мосты тракторов Т-130М, ДЭТ-250М. Корпус 14 заднего моста представляет собой три изолированных отсека. С боков к корпусу присоединены на фланцах конечные редукторы 2. В центральном отсеке размещена главная передача с коническим зацеплением шестерен. Именно она в ведущем мосту увеличивает передаточное отношение трансмиссии и изменяет направление крутящего момента на  $90^\circ$ , передает его к ведущим звездочкам, которые вращаются в вертикальной плоскости. Состоит главная передача из ведущей 8 и ведомой 7 конических шестерен. Шестерня 8 выполнена за одно целое с выходным валом коробки передач или жестко насажена на нем. Шестерня 7 жестко установлена на ведущем валу 9 заднего моста, который вращается в конических подшипниках, расположенных в корпусе. Конические шестерни главной передачи гусеничных тракторов характеризуются прямозубым зацеплением. Для смазывания зубчатой пары главной передачи и подшипников в центральном отсеке предусмотрена масляная ванна.

С двух сторон на ведущем валу установлены левая 5 и правая 11 фрикционные муфты, размещенные в боковых изолированных отсеках корпуса 14. Это сухие, постоянно замкнутые муфты трения, отличающиеся от муфты сцепления большим количеством дисков, благодаря чему передают большой крутящий момент.

Муфты называют постоянно замкнутыми, так как пакет дисков сцепления все время сжат нажимными пружинами и крутящий момент передается конечным редукторам. Для выключения муфт на рабочем месте машиниста предусмотрены два рычага 6 и 10, с помощью которых через механизмы гидравлического сервоуправления сжимаются нажимные пружины, размыкаются диски и прекращается передача крутящего момента одной из ведущих звездочек. Наружные барабаны

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

фрикционных муфт используют для размещения ленточных тормозов 3 и 13 трактора. Ими управляют с помощью педалей 4 и 12. Боковые отсеки корпуса моста, в которых работают фрикционные муфты и ленточные тормоза, надежно защищены уплотнениями от проникновения масла из центрального отсека и корпусов конечных редукторов. Барабаны муфт жестко установлены на входных валах двухступенчатых конечных редукторов 2. Конечные редукторы увеличивают крутящий момент до расчетной величины и передают их ведущим звездочкам 1.

Принцип работы моста заключается в следующем. При включенных фрикционных муфтах и выключенных тормозах крутящий момент равномерно передается звездочкам 1. Они жестко связаны между собой механизмами моста и имеют одинаковую угловую скорость. Трактор движется прямолинейно и равномерно.

При выключении левой фрикционной муфты передача вращения левой звездочке прекращается и правая гусеница обгоняет левую. Вследствие этого вся машина поворачивается налево с определенным радиусом. При включении в работу левого тормоза движение левой гусеницы прекращается и происходит крутой поворот трактора относительно заторможенной гусеницы. Если необходимо повернуть трактор направо, соответственно выключают правую муфту и вводят в действие правый тормоз. Повороты в движении и на месте осуществляются одинаково на переднем и заднем ходу.

Трактор тормозят включением двух (при работе) или одного (на стоянке) ленточных тормозов и выключением фрикционных муфт заднего моста либо сцепления.

Задний мост с планетарными механизмами управления поворотом (планетарными редукторами) показан. Основное преимущество этого моста заключается в том, что планетарные редукторы выполняют не только функции механизмов управления поворотом, но и позволяют увеличивать крутящий момент двигателя. Благодаря этому уменьшается количество ступеней и упрощается конструкция конечных передач, а также повышается долговечность механизмов поворота. Такими мостами оборудованы гусеничные тракторы типа ДТ-75 и Т-180.

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Шестерня 8 главной передачи входит в зацепление с шестерней 7, которая жестко закреплена снаружи на барабане 17. Барабан свободно вращается в центральном отсеке корпуса. С внутренней стороны барабан снабжен двумя симметричными венцами 21 коронных шестерен с внутренним зубчатым зацеплением. С каждой коронной шестерней зацеплены три сателлита 22. Сателлиты связаны с водилами 20, которые жестко соединены через вал с ведущей шестерней соответствующего конечного редуктора. На валах установлены тормозные шкивы 15 левого 3 и правого 13 бортовых тормозов трактора.

Одновременно сателлиты входят в зацепление с солнечной (центральной) шестерней 19, которая полым валом соединена со шкивом постоянно замкнутых тормозов 16 и 23 планетарных редукторов. Тормоза планетарных редукторов постоянно замкнуты и выключаются рычагами 6 и 10 с места машиниста. Управляют тормозами трактора с помощью педалей 4 и 12.

Мост с планетарными механизмами работает следующим образом. Шестерня 8 приводит в действие шестерню 7, которая вращается вместе с барабаном 17 и внутренними венцами. В связи с тем что тормоза 16 и 23 постоянно заторможены, солнечные шестерни остановлены. Сателлиты, приводимые шестернями 21, обкатываются вокруг неподвижных шестерен 19 и приводят во вращение с определенной частотой водило 20. Они передают крутящий момент правым конечным редукторам и ведущим звездочкам гусениц.

Поскольку левая и правая планетарные передачи одинаковы по конструкции и количеству зубьев в шестернях, а конечные редукторы унифицированы, звездочки 1 вращаются с одинаковой частотой и трактор перемещается прямолинейно. При растормаживании одного из тормозов планетарного механизма шестерня 19 свободно вращается при остановленном водиле от коронной шестерни с помощью сателлитов. Передача вращения конечному редуктору и шестерне 8 прекращается, и трактор начинает поворотное движение вокруг отключенной гусеницы. При включении соответствующего тормоза (3 или 13) гусеница заторможена и возможен крутой поворот вокруг неподвижной гусеницы.

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						16
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Таким образом, при растормаживании правого тормоза планетарного механизма и включении правого бортового тормоза трактор соответственно поворачивается направо. Действие тормозов одинаково при переднем и заднем ходе трактора. Машина тормозится при выключении тормозов 16 и 23 или муфты сцепления трактора и включении тормозов 3 или 13.

### 1.3 Кинематическая схема трактора

Кинематическая схема – это графическая схема отображения рабочих узлов и блоков механизма конструкции. Принципиальная кинематическая схема показывает последовательность передачи движения от двигателя через промежуточный механизм к рабочим органам изделия и их взаимосвязь. В кинематических схемах изображают конкретно только те элементы сборочной конструкции, которые принимают участие в передаче движения, к ним относятся промежуточные шестерни, ходовые тяги и фиксаторы, валы, шкивы приводов, муфты и др. Конструкцию какого либо сборочного механизма, имеющей движущие части, наносят в виде графики на схему сплошными линиями, чередующимися пунктиром, соответственно маркируя каждый элемент цифрами с последующей расшифровкой. [35]

Существуют пространственные кинематические схемы механизмов, которые изображают обычно в виде развернутых схем. Они получаются путем совмещения всех осей в одной плоскости с последующим проецированием на плоскость. Такие схемы позволяют уяснить последовательность передачи движения. На кинематической схеме допускается отображать отдельные элементы схем другого вида, непосредственно влияющие на ее работу, например, электрические. Читать кинематическую схему начинают от двигателя, являющегося источником движения всех деталей механизма. Устанавливая последовательно по условным обозначениям каждый элемент кинематической цепи, изображенный на схеме, выявляют его назначение и характер передачи движения.

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17



Отличительными особенностями кинематических схем является цель изучения внутреннего механизма, его познания для общего ознакомления, а так же для необходимого ремонта в целом или отдельного блока, замены необходимых элементов и деталей.

Для наглядного примера, как устроен трактор Т10, была составлена кинематическая схема (рисунок 1.6).

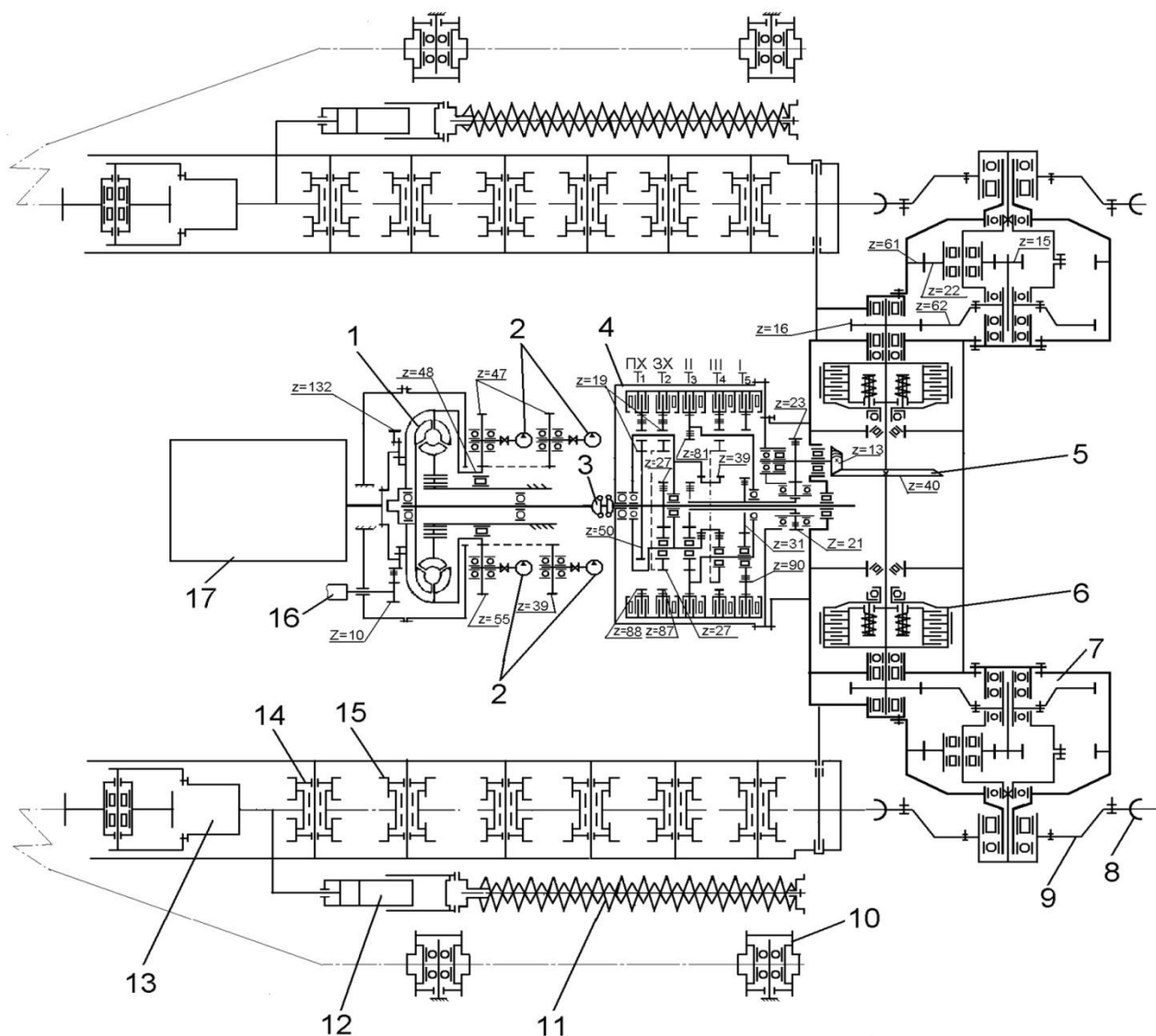


Рисунок 1.6 – Кинематическая схема трактора Т10:

1 – гидротрансформатор, 2 – гидронасосы, 3 – кардан, 4 – планетарная коробка передач, 5 – главная передача, 6 – бортовой фрикцион, 7 – бортовой редуктор, 8 – венец ведущего колеса (девять секторов по три зуба), 9 – колесо ведущее,

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.01 ПЗ

Лист

18

10 – каток поддерживающий, 11 – механизм сдвигания, 12 – механизм натяжения, 13 – колесо натяжное, 14 – каток опорный двубортный, – 15 каток опорный одно-  
бортный, 16 – электростартер двигателя, 17 – двигатель

#### 1.4 Обоснование выбранной конструкции

Главная передача служит для увеличения общего передаточного числа и передачи вращающего момента через дифференциал (или механизм поворота) и конечные передачи к ведущим колесам трактора.

По числу пар зубчатых колес различают одинарные и двойные главные передачи, а по конструкции - конические со спиральными зубьями, гипоидные и цилиндрические.

Главная передача трактора представляет собой одинарную передачу, состоящую из пары конических или цилиндрических шестерен (рисунок 1.7). Главные передачи могут быть одинарными и двойными. Одинарные представляют собой конические шестерни с гипоидным зацеплением, позволяющим снизить шум при работе шестерен, габаритные размеры и уменьшить массу ведущего моста.

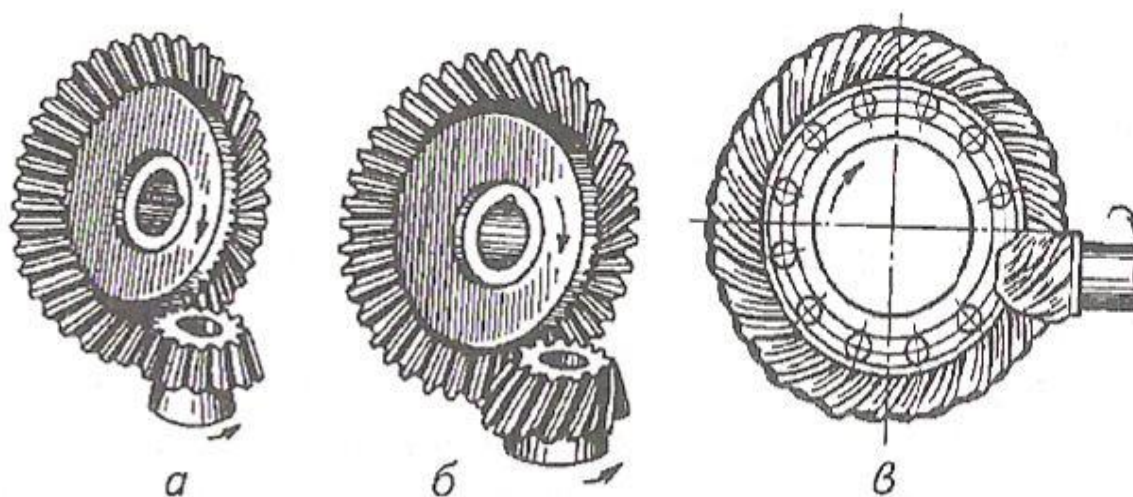


Рисунок 1.7 – Типы главных передач тракторов и автомобилей:

а - коническая с прямозубым зацеплением; б - коническая с косозубым зацеплением; в - коническая с гипоидным зацеплением

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.01 ПЗ

Лист

19

У тракторов Komatsu D65 на главной передаче на ведомой шестерне используются съемные зубья, что облегчает и удешевляет замену (рисунок 1.8).

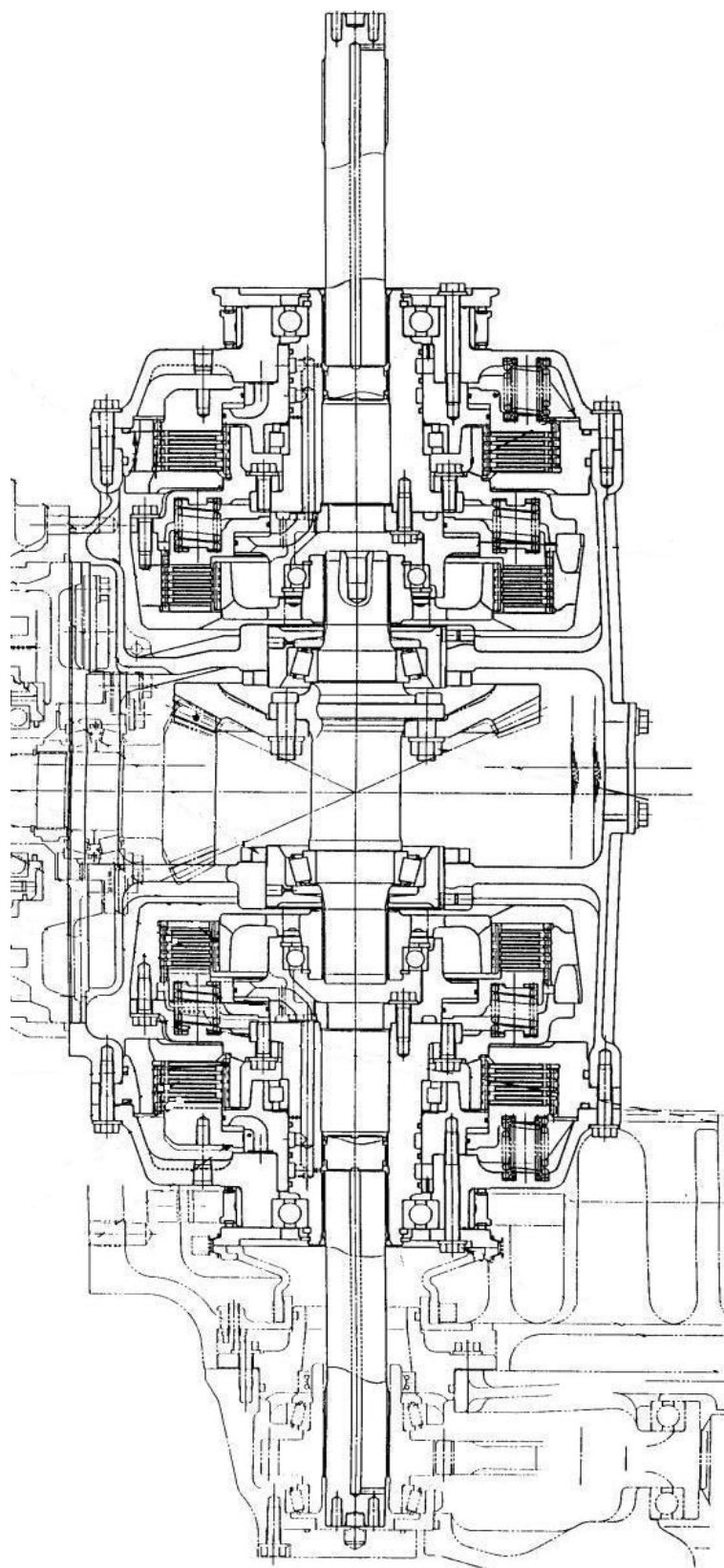


Рисунок 1.8 – Кинематическая схема трактора Komatsu D65

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.01 ПЗ

Лист

20

## 1.5 Описание конструкции

Главная передача предназначена для передачи крутящего момента механизмам поворота, распределяющим крутящий момент между ведущими колесами трактора, и изменения направления передачи крутящего момента.

Главная передача состоит из двух конических шестерен: ведущей и ведомой, зуб которых имеет малый угол спирали. Преимуществом таких шестерен являются незначительные осевые силы, действующие на малую ведущую шестерню, и высокая износоустойчивость рабочих поверхностей зуба.

Расположена главная передача в среднем отделении корпуса бортовых фрикционов.

Ведомая коническая шестерня с зубьями центрируется на валу главной передачи при помощи посадочного пояска и крепится болтами с низкими головками и гайками.

Вал главной передачи вращается на двух одинаковых конических роликовых подшипниках. Наружные концы подшипников находятся в корпусах подшипников, под фланцы которых установлены пакеты регулировочных прокладок.

Ведомая коническая шестерня 2 (рисунок 1,9) центрируется на валу главной передачи посадочным пояском и крепится болтами 3 с низкими головками и гайками.

Вал главной передачи вращается на двух одинаковых конических роликовых подшипниках 5. Наружные кольца подшипников находятся в корпусах подшипников 10, под фланцы которых установлены пакеты регулировочных прокладок 8.

На концах вала главной передачи нарезаны эвольвентные цилиндрические шлицы с закрепленными фланцами 7. Шлицевые цилиндрические соединения взаимозаменяемы. Пробки, удерживающие фланцы, стопорятся специальными шайбами 11.

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

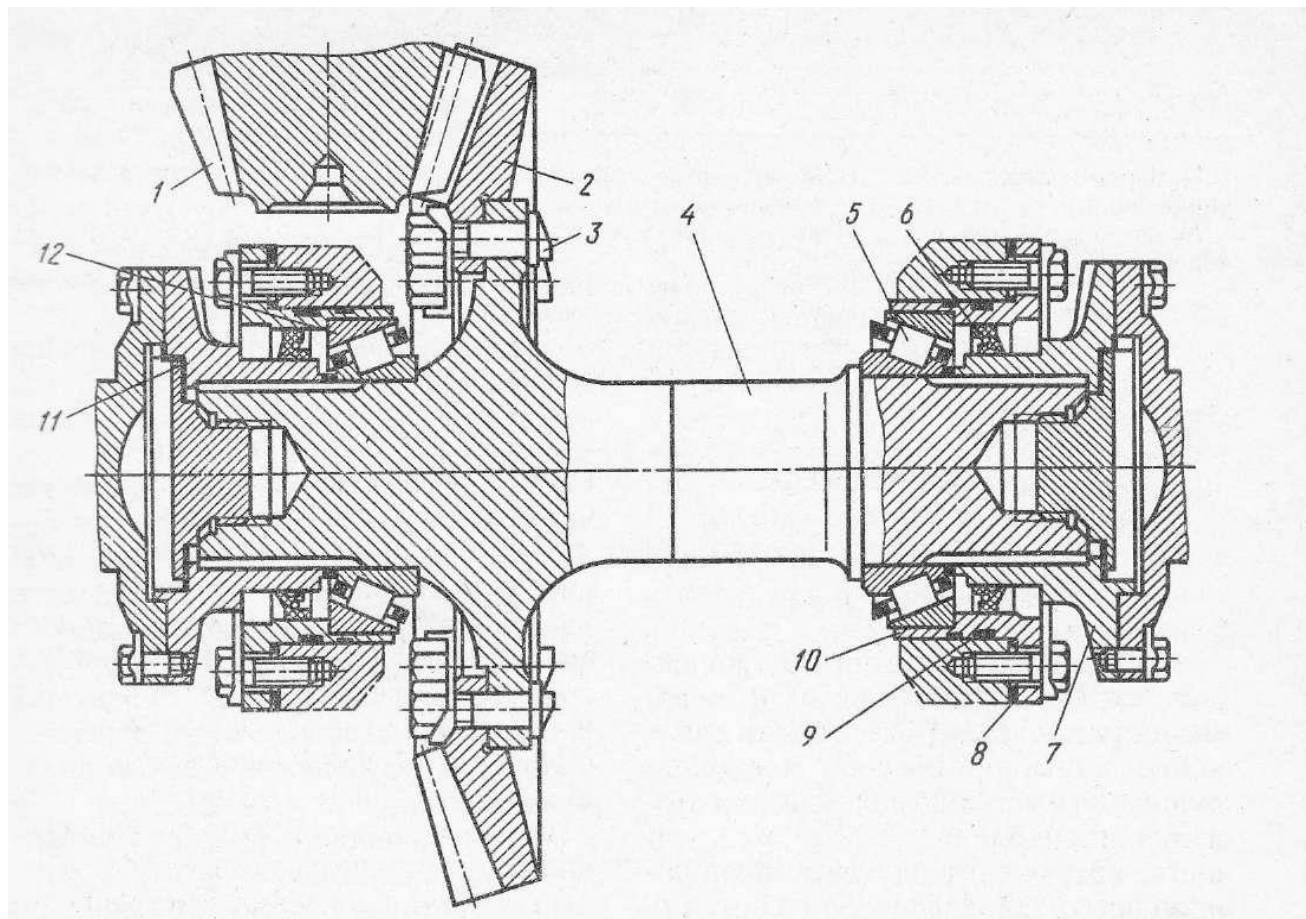


Рисунок 1.9 – Главная передача:

1 – ведущая шестерня, 2 – ведомая шестерня, 3 – болт, 4 – вал главной передачи, 5 – подшипник, 6 – радиальный самоподжимной сальник, 7 – фланец, 8 – регулировочные прокладки, 9 – резиновое уплотнительное кольцо, 10 – корпус подшипника, 11 – стопорная шайба, 12 – подшипник

Детали главной передачи смазываются под давлением и путем разбрызгивания масла. Для улучшения смазывания правого подшипника, несущего большую осевую нагрузку, к стенке корпуса муфт поворота дополнительно приварен лоток, направляющий масло к подшипнику. Под давлением смазываются оба конических подшипника.

В днище отделения, где расположены конические шестерни, имеется спускная пробка с магнитом.

Между расточками в перегородках и корпусами подшипников установлены резиновые кольца 9, между неподвижными корпусами подшипников и

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.01 ПЗ

Лист

22

вращающимся валом главной передачи — радиальные самоподжимные сальники 6, между торцами подшипников и фланцами — плоские резиновые кольца.

### Вывод по разделу 1

Продукция известных европейских и американских производителей из-за высокой стоимости техники окупается очень медленно. Оптимальными в отношении стоимости и надежности можно назвать тракторы российского производства. Бульдозеры Т-170, ДТ-75, Б10М и многие другие успешно работают по всей стране в течение многих лет. При этом по своим характеристикам бульдозеры отечественных заводов не уступают иностранным аналогам, а по расходам на обслуживание значительно превосходят их.

Увеличение ресурса главной передачи предназначено для повышение конкурентоспособности, работоспособности и безотказности трактора Т10.

					<i>190201.2016.744.00.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

## 2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

### 2.1 Прочностные расчеты

Расчет вала конической передачи произвели по расчетной схеме (рисунок 2.1-2.2) с использованием программы по определению податливости и жесткости деталей, разработанной в КЦ ДСМ ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

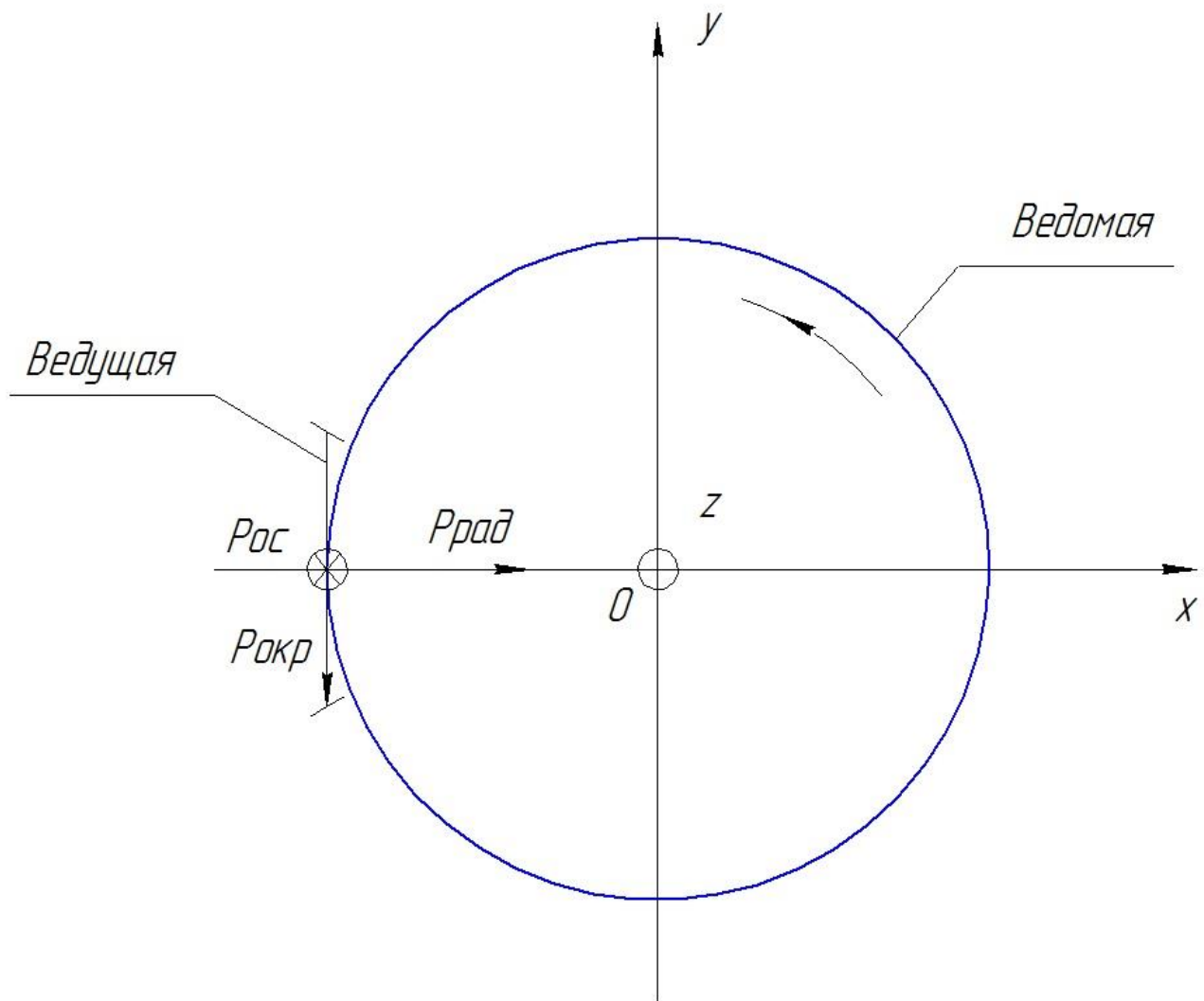


Рисунок 2.1 – Расчетная схема – передний ход

					190201.2016.744.00.02 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

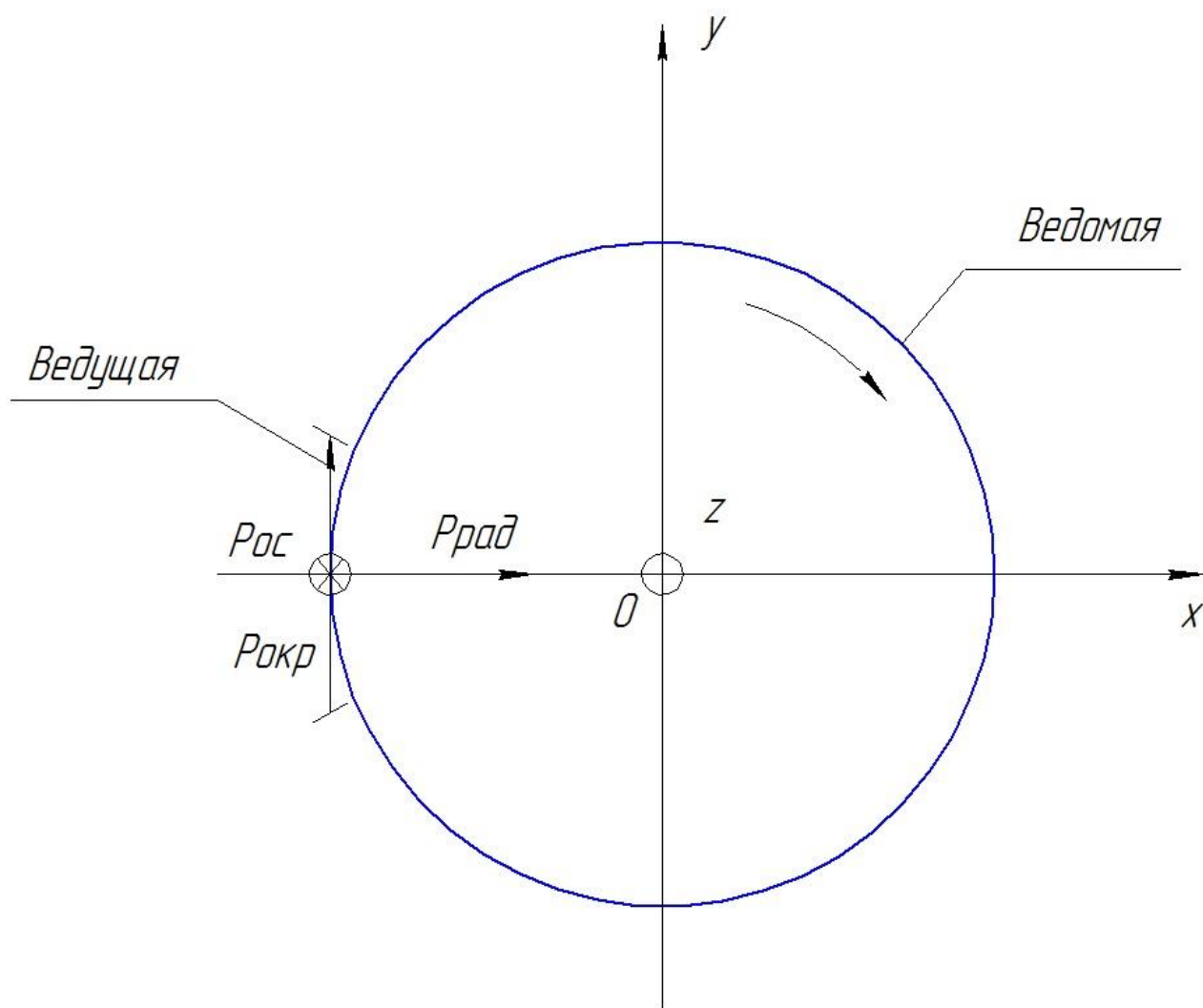


Рисунок 2.2 – Расчетная схема – задний ход

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.02 ПЗ



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ВАЛ

ДИАМЕТР < ММ >	ДЛИНА < ММ >
178.00	5.00
92.00	8.00
90.00	20.00
80.00	105.00

ПОДАТЛИВОСТЬ

< 1/Н*М >
.6263E-09
.1404E-07
.3833E-07
.3224E-06

КОНИЧЕСКИЙ ВАЛ

БОЛЬШОЙ ДИАМЕТР КОНУСА < ММ >	МАЛЫЙ ДИАМЕТР КОНУСА < ММ >	ДИАМЕТР СВЕРЛЕ- НИЯ < ММ >	ДЛИНА < ММ >
92.00	80.00	.00	22.50
90.00	80.00	.00	17.00

ПОДАТЛИВОСТЬ

< 1/Н*М >
.5257E-07
.4143E-07

ФЛАНЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

ДИАМЕТР РАСПОЛОЖ. БОЛТОВ < ММ >	ТОЛЩИНА ФЛАНЦА < ММ >	ДИАМЕТР БОЛТА < ММ >	КОЛ-ВО БОЛТОВ
202.00	16.50	16.00	10.00
175.00	13.50	16.00	8.00

ПОДАТЛИВОСТЬ

< 1/Н*М >
.3973E-07
.5413E-07

ШЛИЦЕВАЯ МУФТА

ДИАМЕТР СОЕДИ- НЕНИЯ < ММ >	АКТИВ. ВЫСОТА ШЛИЦА < ММ >	ДЛИНА СОЕДИ- НЕНИЯ < ММ >	КОЛ-ВО ШЛИЦЕВ
76.55	3.45	80.00	30.00

ПОДАТЛИВОСТЬ

< 1/Н*М >
.8450E-07

ОБЩАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ  $P = .6477E-06 < 1/Н*М >$   
 ЖЕСТКОСТЬ  $C = .1544E+07 Н*М$

Рисунок 2.3 – Расчет податливости вала (правая сторона)

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

### ВАЛ С ОСЕВЫМ СВЕРЛЕНИЕМ

НАРУЖНЫЙ ДИАМЕТР < ММ >	ВНУТРЕН. ДИАМЕТР < ММ >	ДЛИНА ВАЛА < ММ >	ПОДАТЛИВОСТЬ < 1/Н*М >
166.00	42.00	7.50	.1247E-08
110.00	42.00	9.50	.8337E-08
92.00	42.00	12.00	.2202E-07
80.00	42.00	130.00	.4319E-06

### ФЛАНЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

ДИАМЕТР РАСПОЛОЖ. БОЛТОВ < ММ >	ТОЛЩИНА ФЛАНЦА < ММ >	ДИАМЕТР БОЛТА < ММ >	КОЛ-ВО БОЛТОВ	ПОДАТЛИВОСТЬ < 1/Н*М >
202.00	16.50	16.00	10.00	.3973E-07
175.00	13.50	16.00	8.00	.5413E-07

### ШЛИЦЕВАЯ МУФТА

ДИАМЕТР СОЕДИ- НЕНИЯ < ММ >	АКТИВ. ВЫСОТА ШЛИЦА < ММ >	ДЛИНА СОЕДИ- НЕНИЯ < ММ >	КОЛ-ВО ШЛИЦЕВ	ПОДАТЛИВОСТЬ < 1/Н*М >
76.55	3.45	80.00	30.00	.8450E-07

ОБЩАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ  $P = .6419E-06 < 1/Н*М >$   
 ЖЕСТКОСТЬ  $C = .1558E+07 Н*М$

Рисунок 2.4 – Расчет податливости вала (левая сторона)

## 2.2 Определение усилий, возникающих в зацеплении спиральных конических колес

На тракторе Т10 с двигателем мощностью 170 л.с. установлена коническая передача со спиральным зубом. Валы двухопорные, на подшипниках качения. Смазка подшипников и шестерен комбинированная. [9]

Расчет на прочность шестерен произведен на режиме тягового усилия равного весу трактора.

Расчет подшипников качения на долговечность произведен для эксплуатационного режима работы трактора с бульдозером. Распределение времени работы по передачам и сила тяги трактора приведены в таблице 2.1.

Вес трактора с бульдозером  $G_{ТБ} = 16670 \text{ кг}$ .

Таблица 2.1 – Сила тяги и время работы на данных передачах

Передачи	Сила тяги трактора, $P_{кр}$	Время работы
I п.х.	$0,7G_{ТБ}$	70%
IV з.х.	$P_{кр} = 0$	30%

Радиальное и осевое усилие, зависящие от направления спирали и направления вращения малой конической шестерни, определяются по формулам:

Окружное усилие:

$$P_{окр} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2M_2}{d_2}. \quad (2.1)$$

Ведущее зубчатое колесо (малая коническая шестерня) на передний ход:

осевое:

$$F_{x_1} = P_{окр} [tg(\alpha_n + 5^\circ) \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_n} - tg \beta_n \cos \delta_1] = 0,072 P_{окр}; \quad (2.2)$$

радиальное:

$$F_{r_1} = F_{x_2} = 0,47P_{окр}. \quad (2.3)$$

На задний ход:

осевое:

$$F_{x_1} = P_{окр} \left[ \operatorname{tg}(\alpha_n + 5^\circ) \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_n} + \operatorname{tg} \beta_n \cos \delta_1 \right] = 0,22P_{окр}; \quad (2.4)$$

радиальное:

$$F_{r_1} = F_{x_2} = 0,41P_{окр}. \quad (2.5)$$

Ведомое зубчатое колесо (большая коническая шестерня) на передний ход:

осевое:

$$F_{x_2} = P_{окр} \left[ \operatorname{tg}(\alpha_n + 5^\circ) \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_n} + \operatorname{tg} \beta_n \cos \delta_2 \right] = 0,47P_{окр}; \quad (2.6)$$

радиальное:

$$F_{r_2} = F_{x_1} = 0,072P_{окр}. \quad (2.7)$$

На задний ход:

осевое:

$$F_{x_2} = P_{окр} \left[ \operatorname{tg}(\alpha_n + 5^\circ) \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_n} - \operatorname{tg} \beta_n \cos \delta_2 \right] = 0,41P_{окр}; \quad (2.8)$$

радиальное:

$$F_{r_2} = F_{x_1} = 0,22P_{окр}. \quad (2.9)$$

Направление определяется при взгляде с вершины конуса. Положительное направление осевого усилия от вершины конуса к большому торцу. Положительное направление радиального усилия к оси конуса. Индекс “1” относится к малой конической шестерни, “2” – к большой.

Малая коническая шестерня трактора Т10 имеет левое направление спирали и вращается по часовой стрелке при движении трактора вперед.

Особенностью работы конической главной передачи являются значительные усилия, действующие на опоры валов в трех взаимно перпендикулярных плоскостях. [6] Под действием этих усилий валы шестерен стремятся сместиться. Вместе с тем долговечность главной передачи с коническими шестернями зависит от правильного зацепления зубьев шестерен, когда вершины их начальных конусов лежат в точке О.

Рассмотрим усилия, действующие в зацепление спиральных конических колес, и построим эпюры моментов на оси  $x$  и  $y$ , а так же эпюру крутящего момента для переднего и заднего хода (рисунок 2.5-2.6). Значения основных параметров сведены в таблицу (таблица 2.2).

					<i>190201.2016.744.00.02 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

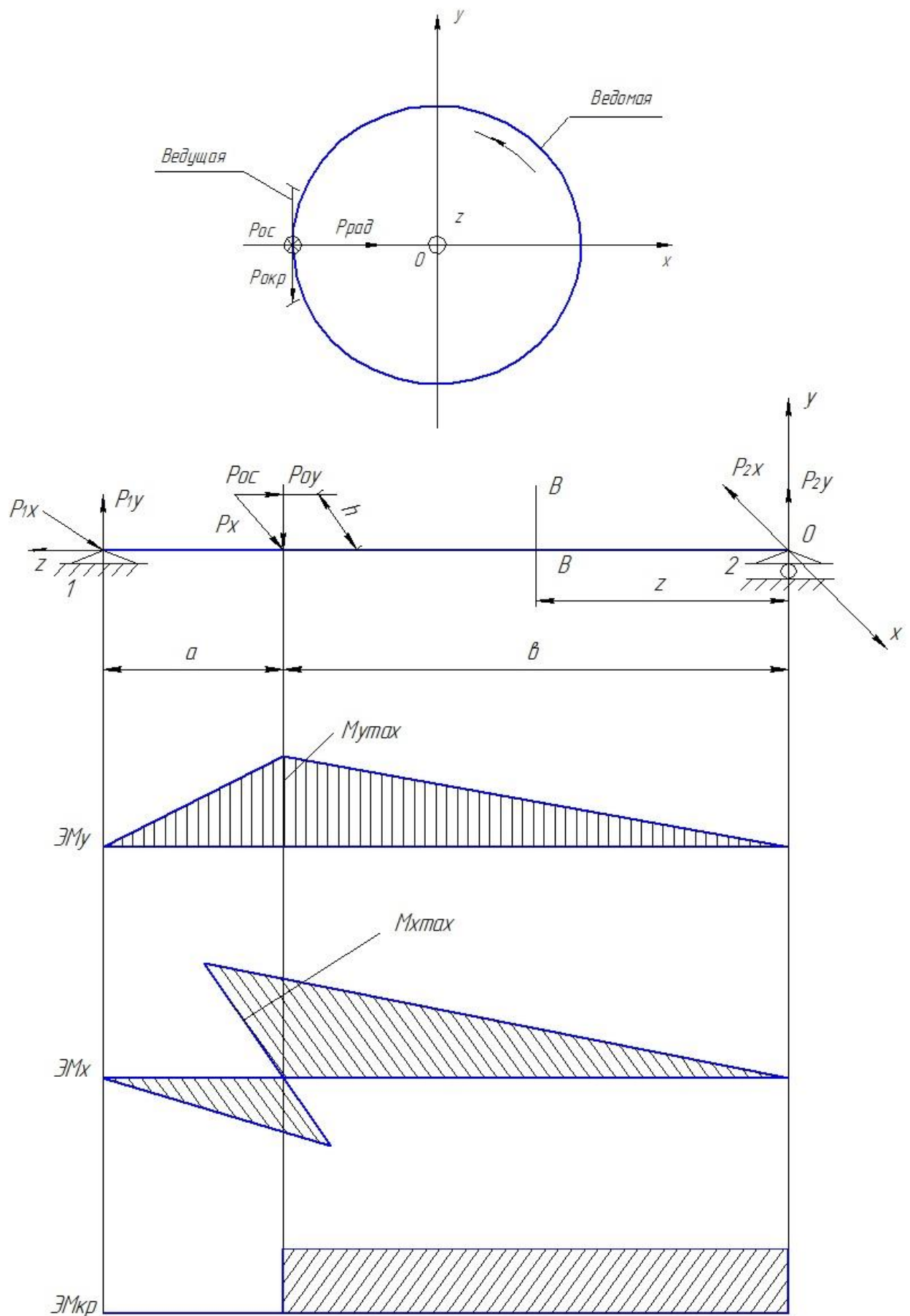


Рисунок 2.5 – Усилия на валу большой конической шестерни (передний ход)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.02 ПЗ

Лист

31

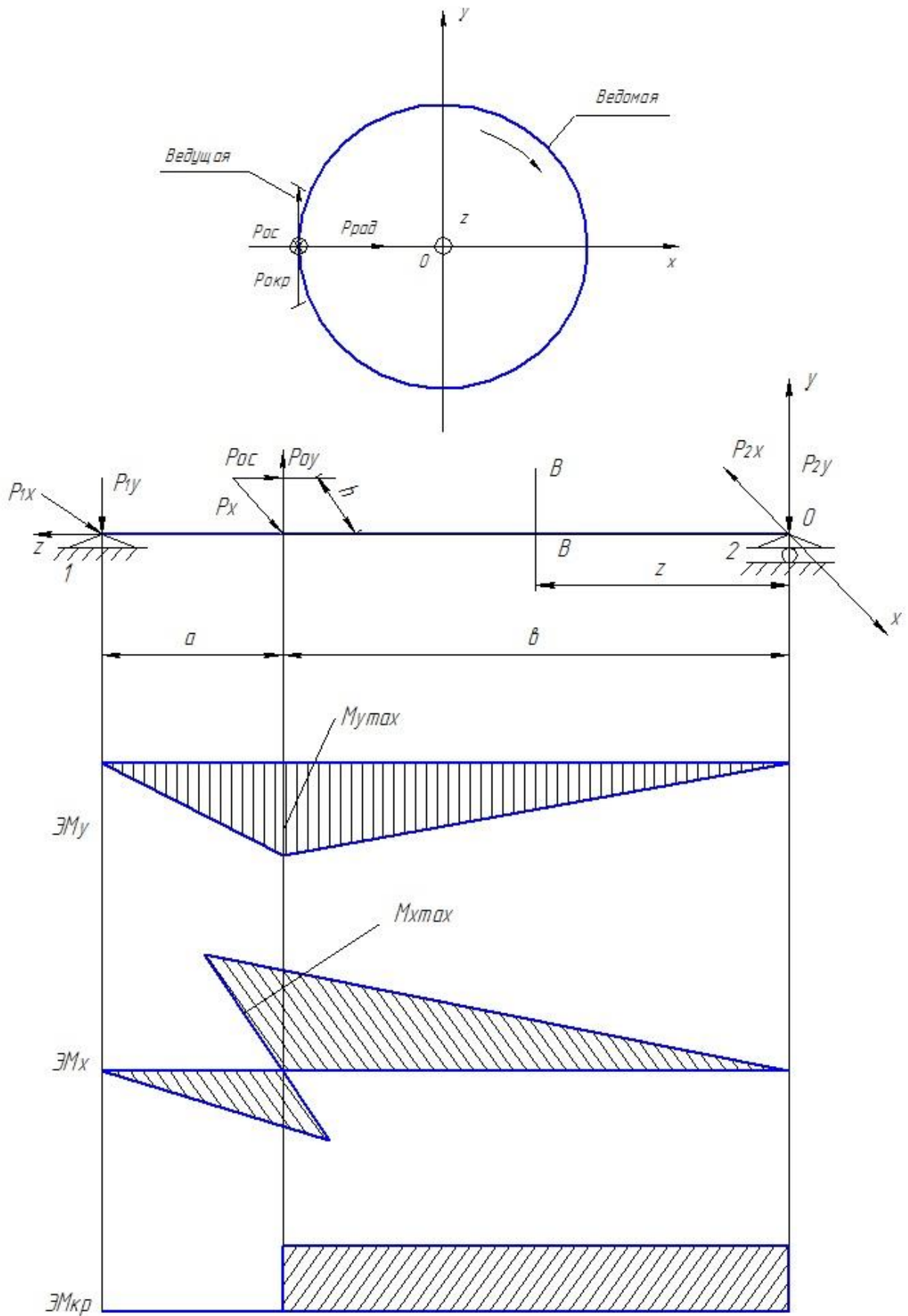


Рисунок 2.6 – Усилия на валу большой конической шестерни (задний ход)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.02 ПЗ

Лист

32

Таблица 2.2 – Усилия действующие на вал большой конической шестерни

Наименование параметров		Обозначение	Размерность
Крутящий момент		$M_{кр}$	кгсм
Окружное усилие		$P_{окр}$	кг
Радиальное усилие		$P_{рад}$	кг
Осевое усилие		$P_{ос}$	кг
Расстояние от шестерни до опоры 1		$a$	см
Расстояние от шестерни до опоры 2		$b$	см
Проекция на оси координат плеча осевой силы	на ось $x$	$h$	см
	на ось $y$	$O$	см
Проекция на ось $x$ сил, действующих на вал	от шестерни	$P_x = P_{рад}$	кг
	от опоры 1	$P_{1x}$	кг
	от опоры 2	$P_{2x}$	кг
Проекция на ось $y$ сил, действующих на вал	от шестерни	$P_y = P_{окр}$	кг
	от опоры 1	$P_{1y}$	кг
	от опоры 2	$P_{2y}$	кг
Реакция опоры 1		$R_1$	кг
Реакция опоры 2		$R_2$	кг
Максимальный изгибающий момент в плоскости $xz$		$M_{xmax}$	кгсм
Максимальный изгибающий момент в плоскости $yz$		$M_{ymax}$	кгсм
Суммарный изгибающий момент		$M_{изг}$	кгсм
Осевое усилие воспринимаемое опорой		$P_{ос}$	кг
Угловая скорость вала		$n$	об/мин



Продолжение таблицы 2.2

Размер мер- ность	Передний ход									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	$G_T$	$0,7G_{T6}$
кгсм	48868	41056	35277	29640	24280	20400	14445	12135	48600	39860
кг	3310	2790	2380	2005	1645	1382	978	822	3290	2700
кг	234	197	169	142	116	98	69	58	233	191
кг	1545	1298	1115	937	768	645	457	384	1536	1260
см	2,8									
см	19,3									
см	15,15									
см	0									
кг	234	197	169	142	116	98	69	58	233	191
кг	858	723	621	523	429	358	254	213	857	704
кг	1092	920	790	665	545	456	323	271	1090	895
кг	3310	2780	2380	2005	1645	1380	978	822	3293	2700
кг	2898	2435	2090	1758	1440	1214	859	720	2882	2369
кг	412	345	290	247	205	168	119	102	410	331
кг	3016	2534	2177	1830	1500	1260	891	749	3000	2460
кг	1171	984	845	710	580	490	346	291	1164	955
кгсм	21140	17760	15260	12820	10500	8825	6250	5250	21025	17245
кгсм	8025	6740	5790	4865	3985	3350	2370	1990	7980	6545
кгсм	22620	19000	16325	13720	11235	9440	6685	5615	22495	18450
кг	1545	1298	1115	937	768	645	457	384	1536	1260
об/мин	232	276	322	383	467	556	785	935	232	235

Продолжение таблицы 2.2

Размерность	Задний ход				
	I	II	III	IV	$P_{кр} = 0$
кгсм	42500	30700	21120	12560	4090
кг	2880	2080	1430	850	277
кг	634	458	315	188	61
кг	1180	853	586	350	114
см	2,8				
см	19,3				
см	15,15				
см	0				
кг	634	458	315	188	61
кг	255	186	127	75	24
кг	889	642	442	262	86
кг	2880	2080	1430	850	277
кг	2515	1818	1250	746	243
кг	365	263	181	105	33
кг	2528	1826	1256	745	250
кг	961	694	478	285	97
кгсм	17155	12390	8525	5070	1650
кгсм	7045	5090	3500	2060	678
кгсм	18545	13395	9215	5480	1785
кг	1180	853	586	350	114
об/мин	271	375	545	916	953

### 2.3 Расчет на прочность вала большой конической шестерни

Исходные данные:

Положение опасного сечения ВВ (рисунок 2.4-2.5):  $z=19,3$  см,

Наружный диаметр вала:  $D=8$ см,

Крутящий момент:

для I п.х. –  $M_{кр} = 48868$ ;

для I з.х. –  $M_{кр} = 42500$ .

Изгибающий момент:

для I п.х. –  $M_{изг} = 17700$

для I з.х. –  $M_{изг} = 15450$

Момент сопротивления изгибу рассчитывается по формуле:

$$W_{изг} = \frac{\pi D^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]; \quad (2.10)$$

по скольку внутреннего диаметра на валу нет, то  $d=0$ , следовательно формула примет вид:

$$W_{изг} = \frac{\pi D^3}{32}. \quad (2.11)$$

$$W_{изг} = \frac{3,14 \cdot 8^3}{32} = 50,3(\text{см}).$$

Момент сопротивления кручению:

$$W_{кр} = \frac{\pi D^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right]. \quad (2.12)$$

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot 8^3}{16} = 100,6(\text{см}^3).$$

Напряжение изгиба:

$$G_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}}. \quad (2.13)$$

$$\text{Для I п.х. } G_{изг} = \frac{17770}{50,3} = 350 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

$$\text{Для I з.х. } G_{изг} = \frac{15450}{50,3} = 845 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Напряжение кручения:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}. \quad (2.14)$$

$$\text{Для I п.х. } \tau_{кр} = \frac{48868}{100,6} = 485 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

$$\text{Для I з.х. } \tau_{кр} = \frac{42500}{100,6} = 420 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Напряжение приведенное:

$$G_{пр} = \sqrt{G_{изг}^2 + 4\tau_{кр}^2}. \quad (2.15)$$

$$\text{Для I п.х. } G_{пр} = \sqrt{350 + 4 \cdot 485^2} = 1030 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

$$\text{Для I з.х. } G_{пр} = \sqrt{845 + 4 \cdot 420^2} = 1190 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Материал вала: сталь 38ХС ГОСТ 4543-71. [15] Предел текучести:

$$G_T = 7500 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Запас прочности:

$$n = \frac{G_T}{G_{пр}}.$$

$$\text{Для I п.х. } n = \frac{7500}{1030} = 7,3;$$

$$\text{Для I з.х. } n = \frac{7500}{1190} = 6,3.$$

Применение стали 38 ХС не дает нужного запаса прочности, поэтому было принято решение поменять ее на новую сталь. По сколько запас прочности должен быть не менее  $n \geq 10$  [39;40], то сталь должна обладать большим пределом текучести.

Возьмем сталь 20ХГНР ГОСТ 4543-71.[15]

Таблица 2.3 – Химический состав стали 20ХГНР

В процентах

С	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Ti	Cu	B
0,16 – 0,23	0,17 – 0,37	0,7 – 1	0,8 – 1,1	до 0,035	до 0,035	0,7 – 1,1	до 0,06	до 0,3	0,001 – 0,005

Предел текучести для новой стали:

$$G_T = 12000 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Запас прочности:

$$\text{Для I п.х. } n = \frac{12000}{1030} = 11,7;$$

$$\text{Для I з.х. } n = \frac{12000}{1190} = 10,1.$$

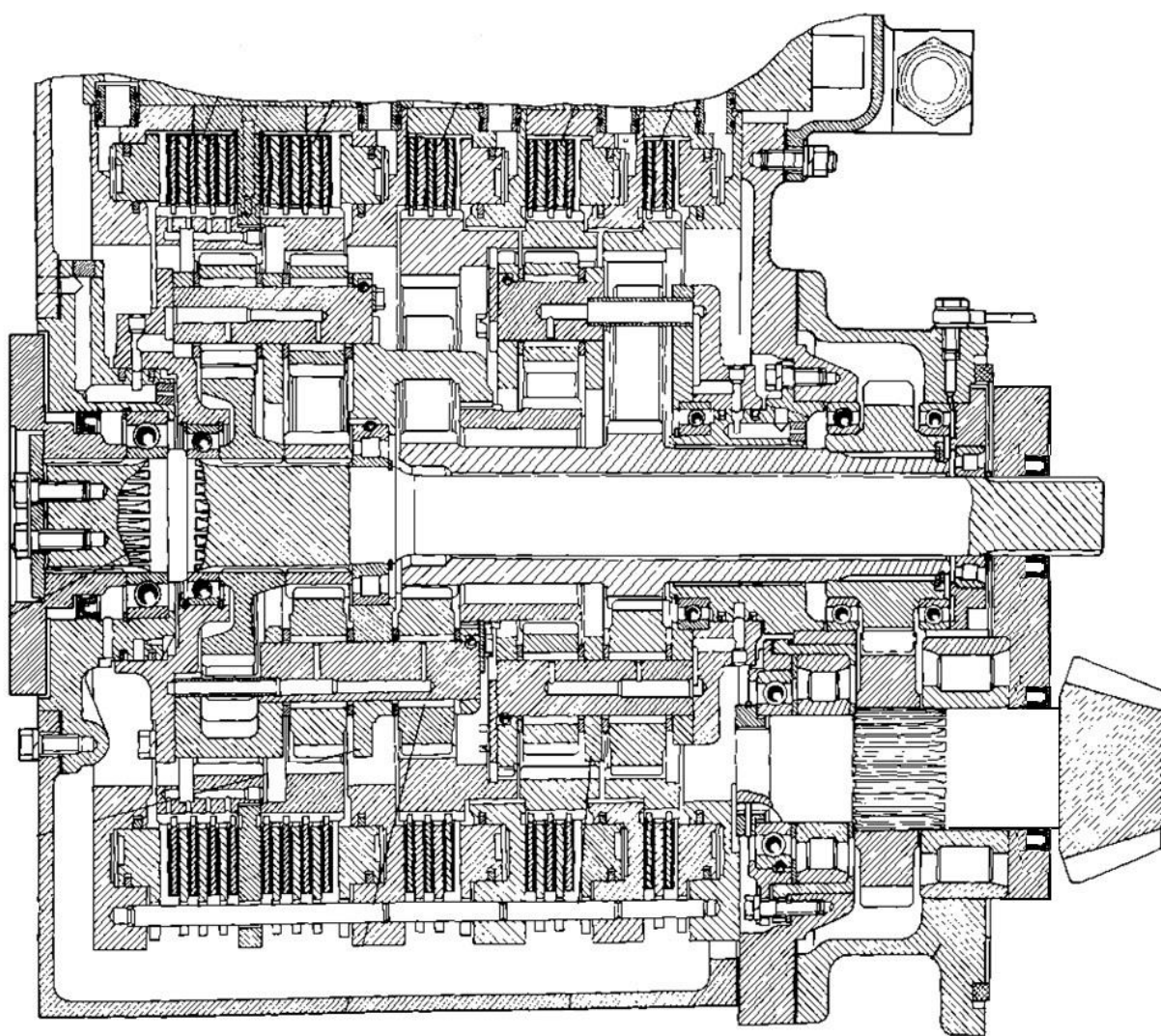
Полученные данные сведем в таблицу 2.4

Таблица 2.4 – Расчет на прочность вала

			Расчетный режим	И п.х.	И з.х.
№ п/п	Наименование параметра	Размерность	Обозначения	Вал шестерни	
1	Положение опасного сечения ВВ	см	z	19,3	
2	Наружный диаметр вала	см	D	8,0	
3	Внутренний диаметр вала	см	d	–	
4	Момент сопротивления изгибу	см <sup>3</sup>	W <sub>изг</sub>	50,3	
5	Момент сопротивления кручению	см <sup>3</sup>	W <sub>кр</sub>	100,6	
6	Крутящий момент	кгсм	M <sub>кр</sub>	48868	42500
7	Изгибающий момент	кгсм	M <sub>изг</sub>	17770	15450
8	Напряжение изгиба	кг/см <sup>2</sup>	G <sub>изг</sub>	350	845
9	Напряжение кручения	кг/см <sup>2</sup>	τ <sub>кр</sub>	485	420
10	Напряжение приведенное	кг/см <sup>2</sup>	G <sub>пр</sub>	1030	1190
11	Материал вала	–	Марка	38ХС	
12	Предел текучести	кг/см <sup>2</sup>	G <sub>T</sub>	7500	
13	Запас прочности	–	n	7,3	6,3
14	Материал вала	–	Марка	20ХГНР	
15	Предел текучести	кг/см <sup>2</sup>	G <sub>T</sub>	12000	

## 2.4 Разделение масляных ванн

Разделение масляных ванн коробки передач и главной передачи предназначено для того, чтобы в коробку передач не попадал песок и другие загрязнения от заднего моста, который получают с помощью литейного производства, а в задний мост (в масло главной передачи) частицы износа коробки передач (с дисков включения коробки переключения передач и другие). Вследствие чего будет чище масло в коробке передач. Отделение коробки передач от главной передачи представлено на рисунке 2.7(а, б).



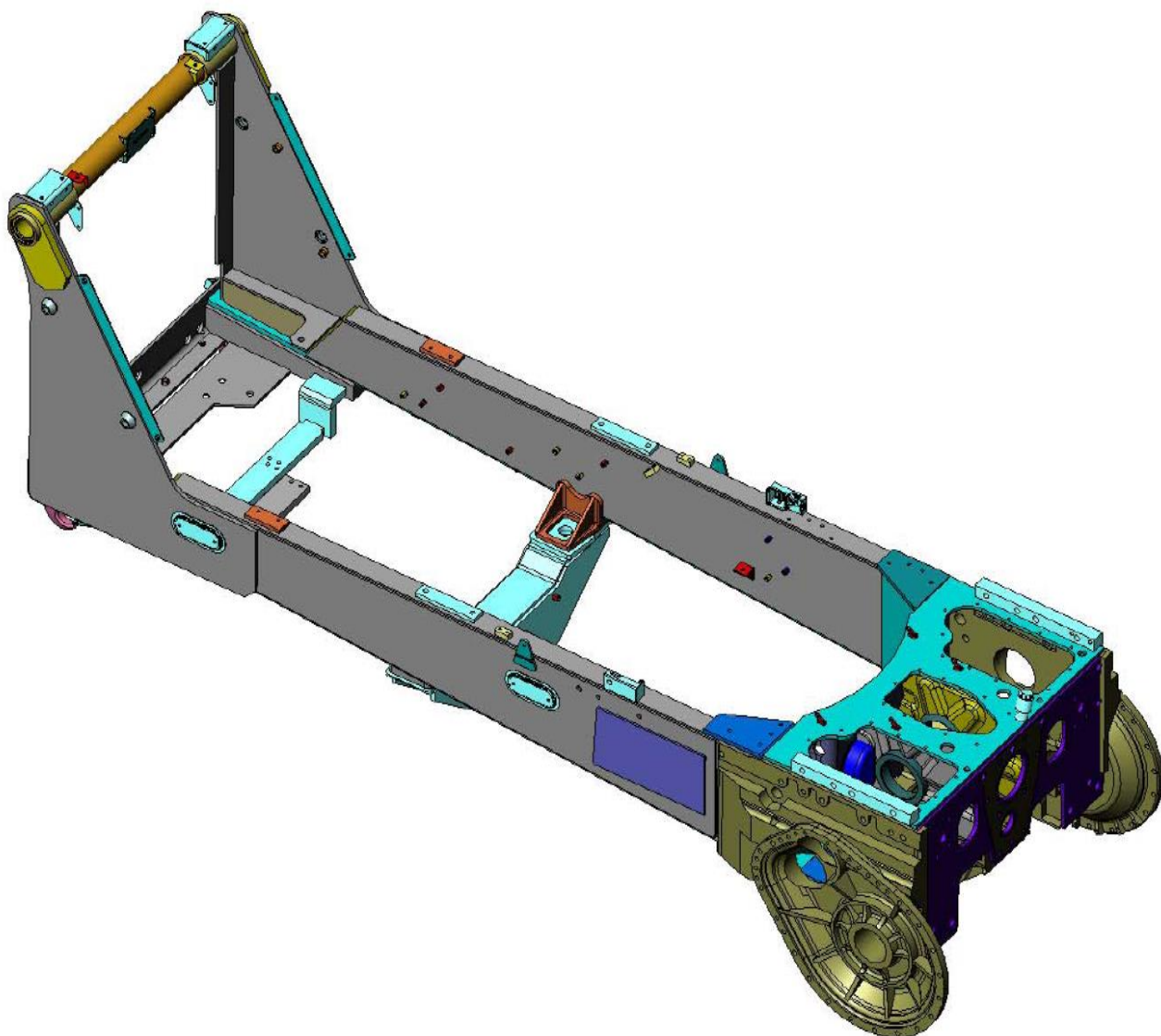
а)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.02 ПЗ

Лист

40



б)

Рисунок 2.7 – Схема разделения отсеков ГП и КПП:

а) планетарная коробка передач тракторов типа Т10; б) рама тракторов типа Т10

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.02 ПЗ

Лист

41



## 2.5 Расчет призонных болтов

Исходные данные:

Диаметр окружности расположения болтов:  $D_{\bar{\sigma}} = 20,2(\text{см})$ ,

Число болтов:  $n=10$ ,

Диаметр призонной части болта:  $d_{\bar{\sigma}} = 1,6(\text{см})$ ,

Коэффициент неравномерности работы болтов:  $\eta = 0,75$ .

Призонный болт – это болт, диаметр гладкой части стержня, которого определяют из условия обеспечения работы соединения на срез.

«Призонный» – это искаженное «прецизионный», то есть высокой точности. Призонные болты – болты, устанавливаемые в точно обработанные отверстия по посадке без зазора. Оптимальным решением для этого случая является использование конических болтов. [30]

Площадь среза рассчитывается по формуле:

$$F_{\bar{\sigma}} = \frac{\pi d_{\bar{\sigma}}^2}{4}. \quad (2.16)$$

$$F_{\bar{\sigma}} = \frac{3,14 \cdot 1,6^2}{4} = 2,01(\text{см}^2).$$

Усилие воспринимаемое одним болтом:

$$P_{\bar{\sigma}} = \frac{2M_{кр}}{D_{\bar{\sigma}}\eta n}, \quad (2.17)$$

$$\text{Для I п.х. } P_{\bar{\sigma}} = \frac{2 \cdot 48868}{20,2 \cdot 0,75 \cdot 10} = 645(\text{кг});$$

$$\text{Для I з.х. } P_{\bar{\sigma}} = \frac{2 \cdot 42500}{20,2 \cdot 0,75 \cdot 10} = 560(\text{кг}).$$

Напряжение среза:

$$\tau_{ср} = \frac{P_{\bar{\sigma}}}{F_{\bar{\sigma}}}, \quad (2.18)$$

$$\text{Для I п.х. } \tau_{cp} = \frac{645}{2,01} = 320 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right);$$

$$\text{Для I з.х. } \tau_{cp} = \frac{560}{2,01} = 280 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right).$$

Материал болта: сталь марки 45Х ГОСТ 4543-71[15]. Предел текучести  $G_T = 8500 \left( \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right)$ .

## 2.6 Двупарное зацепление

Конические передачи с прямыми и круговыми зубьями широко используются в трансмиссионных агрегатах различного назначения. Вместе с тем нередки случаи отказа передач вследствие износа, питтинга (механический задир детали при превышении критической нагрузки вследствие разрушения граничных слоев смазки) или скола зубьев (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Изношенное коническое колесо со сколами вершин зубьев

Эффективное обеспечение их несущей способности и ресурса представляет собой сложную научно – техническую задачу. Традиционные способы решения за счет повышения сопротивляемости передач действующим нагрузкам и точности их изготовления является затратными и не всегда результативными. Альтернативный путь – это снижение контактных давлений на зубья при одновременном взаимодействии нескольких пар зубьев, то есть на основе многопарного зацепления. Реализация многопарного контакта в передаче возможна путем увеличения активной линии зацепления, когда коэффициент перекрытия  $\varepsilon_{\alpha}$  численно будет больше двух, то есть должно выполняться условие:

$$\varepsilon_{\alpha} > 2. \quad (2.19)$$

Обеспечение условия (2.19) осуществляется за счет модификации исходных данных на основе компьютерного моделирования геометрии передачи. Как показывает анализ выражений, определяющих геометрию конических передач [19;20], величина коэффициента  $\varepsilon_{\alpha}$  зависит в основном от значений параметров исходного контура, чисел зубьев, коэффициентов смещений и угла наклона зубьев.

$$\varepsilon_{\alpha} = F(z_c, x_c, \alpha, h_a^*, \beta) > 2, \quad (2.20)$$

где  $z_c, x_c$  - суммарные значения чисел зубьев и коэффициентов смещений зубчатых пар;

$\alpha, h_a^*, \beta$  - угол профиля и коэффициент высоты головки исходного контура и угол наклона зубьев.

Геометрия многопарной передачи определяется путем высотной профильной модификации исходного контура в пределах  $\alpha \leq 20^\circ$ ;  $h_a^* > 1$ , а также возможных смещений контура. В  $n$  – парной передаче, где  $n$  – целая часть коэф-

коэффициента перекрытия  $\varepsilon_{\alpha}$ , величина парности зацепления  $n$  определяется как функция от значения  $\varepsilon_{\alpha}$ :

$$n = INT(\varepsilon_{\alpha}), \quad (2.21)$$

где  $INT$  – оператор функции наибольшего целого числа, не превосходящего заданное числовое значение.

В общем случае активная линия зацепления состоит из двух участков – зон  $n$ -парного и  $(n+1)$ -парного зацепления. При этом целая часть коэффициента  $\varepsilon_{\alpha}$ , то есть  $INT(\varepsilon_{\alpha}) = n$ , а дробная часть характеризует область  $(n+1)$ -парного зацепления. Расчет передач по условию (2.19) производится с учетом анализа потенциально возможных значений коэффициента перекрытия  $\varepsilon_{\alpha 0}$  [5]:

$$\varepsilon_{\alpha 0} = \frac{4h_a^*}{\pi \sin 2\alpha}. \quad (2.22)$$

Значение коэффициентов  $\varepsilon_{\alpha 0}$  для отдельных исходных контуров приведены в таблице 2.5

Таблица 2.5 – Потенциально возможные значения коэффициента  $\varepsilon_{\alpha 0}$

$\alpha^{\circ}$	$h_a^*$	$\varepsilon_{\alpha 0}$
14,5	1,0	2,626
14,5	1,5	3,939
14,5	2,5	6,566
17,5	1,0	2,220
17,5	1,5	3,330
17,5	2,5	5,549
20,0	1,0	1,980
20,0	1,5	2,971
20,0	2,5	4,952
22,5	1,0	1,801

Продолжение таблицы 2.5

$\alpha^\circ$	$h_a^*$	$\varepsilon_{\alpha 0}$
22,5	1,5	2,701
22,5	2,5	4,502

Как видно из таблицы 2.5, для передач со стандартными параметрами контура условие (2.19) теоретически не осуществимо. Реализация данного условия возможна только путем модификации исходного контура. В общем случае для изготовления n-парных передач применяется зуборезный инструмент, соответствующий выбранному исходному контуру. В отдельных случаях при изготовлении передач с высотной модификацией зубьев, когда  $\alpha = 20^\circ$ ;  $h_a^* > 1$ , можно использовать и стандартный инструмент, так как коэффициент высоты профиля инструмента  $h_a^* \geq 2,4 \div 2,5$ . В частности, за счет уменьшения радиального зазора в передаче до  $0,05 \div 0,1$  модуля  $m$  в допустимых пределах можно увеличивать высоту профиля зубьев и обеспечивать условие (2.19). В таблице 2.6, например, приведены значения коэффициентов  $\varepsilon_\alpha$  для двупарных конических прямозубых передач с высотной модификацией профиля и исходными данными, исключающими интерференцию и подрез зубьев. Расчет передач производится при значениях  $m=1$ , так как величина коэффициента  $\varepsilon_\alpha$  в общем случае от модуля не зависит.

Таблица 2.6 – Значение коэффициентов  $\varepsilon_\alpha$  для двупарных конических прямозубых передач с высотной модификацией профиля

$z_1$	$x_1$	$z_2$	$x_2$	$\alpha^\circ$	$h_a^*$	$c^*$	$\varepsilon_\alpha$
25	-0,2	51	-0,55	20	1,18	0,02	2,085
27	-0,2	54	-0,55	20	1,2	0,05	2,112
29	-0,2	58	-0,55	20	1,2	0,05	2,126
31	-0,25	63	-0,6	20	1,2	0,05	2,147
33	-0,27	99	-0,63	20	1,2	0,05	2,199

Как следует из таблицы 2.6, при высотной модификации исходного контура и использовании стандартного инструмента полная высота зубьев может быть увеличена, например, до  $2,45m$ , что приводит к образованию двупарного контакта. Для конических передач с криволинейной формой зуба, в частности круговой, реализация двупарного зацепления стандартным инструментом возможна только при малых углах наклона зубьев в пределах до  $7^\circ$ . Дальнейшее повышение парности зацепления возможно в основном путем уменьшения угла профиля  $\alpha$  и увеличения коэффициента высоты  $h_a^*$ , то есть за счет высотно-профильной или только высотной модификации зубьев, когда  $h_a^* > 1,25m$ . В этих случаях для изготовления передач применяется специальных инструмент.[22]

При анализе прочности передачи коническое колесо представляется в виде эквивалентного цилиндрического колеса с модулем, равным среднему модулю конического колеса. Расчетные напряжения в полюсе зацепления конического колеса многопарной передачи в соответствие со стандартом [21] будут определяться выражениями:

$$\sigma_H = K_z \sqrt{K_H K_n K_\varepsilon \frac{F_t (u+1)}{\alpha b w u}}, \quad (2.23)$$

$$\sigma_F = K_F K_Y K_n \frac{F_t}{\alpha b m}, \quad (2.24)$$

где  $\sigma_H, \sigma_F$  – соответственно расчетные контактные и изгибные напряжения на зубьях, МПа;

$K_H, K_F$  – коэффициенты нагрузки, соответственно при контакте и изгибе;

$F_t$  – суммарная окружная сила на начальном цилиндре в торцовом сечении, Н;

$K_z$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, форму сопряженных поверхностей, суммарную длину контактных линий и угол наклона зубьев;

$K_Y$  – коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений;

$K_n$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении, равный  $1,1 \div 1,25$  в зависимости от величины  $n$ , жесткости и точности контакта и т.д.;

$b_w, d_w$  – начальный диаметр и ширина зубчатого колеса, мм;

$i$  – передаточное число.

Зависимости (2.23) и (2.24) позволяют непосредственно определять прочностную выносливость передач с учетом парности зацепления.

При приблизительно равных значениях чисел зубьев колес и соответствующих им параметров исходного контура значения коэффициентов для передач с прямыми и круговыми зубьями отличаются весьма незначительно. При этом нагрузка на зубья при многопарном зацеплении уменьшается в зависимости от увеличения парности контакта. В первом приближении прочностная выносливость многопарных передач по сравнению с сопоставимыми однопарными передачами увеличивается в среднем в  $n$  раз по изгибу и в  $\sqrt{n}$  раз по контакту. Это позволяет при близких значениях коэффициентов  $\varepsilon_\alpha$  передачи с круговым зубом заменять на прямозубые, которые существенно менее трудоемки при изготовлении.

В итоге за счет реализации многопарного зацепления можно значительно повысить несущую способность и прочность конических передач, а также во многих случаях преимущественно использовать прямозубые передачи как более технологичные. Например, нарезать прямые зубья колес методом кругового протягивания, как наиболее производительным.

Вывод по разделу два

Для увеличения ресурса главной передачи были разделены масляные ванны коробки переключения передач и главной передачи. В следствие чего вал ГП от КПП был удлинен, при этом увеличилась нагрузка на место соединения КПП с мостом. Для увеличения прочности и надежности конструкции была применена новая сталь, которая дает нужный запас прочности для главной передачи.

Использование двупарного зацепления в конической передаче дает более надежное соединение с возможностью реализации повышенной нагрузки, что увеличивает ресурс главной передачи и трансмиссии в целом.

					<i>190201.2016.744.00.02 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49



### 3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

#### 3.1 Обоснование выбранных размеров

Необходимо разработать технологический процесс детали втулка, рисунок 3.1.

Поверхности не имеют особого значения и не нуждаются в точной обработке. Корпус втулки изготовлен из материала сталь 10 ГОСТ 1050-88. [14]

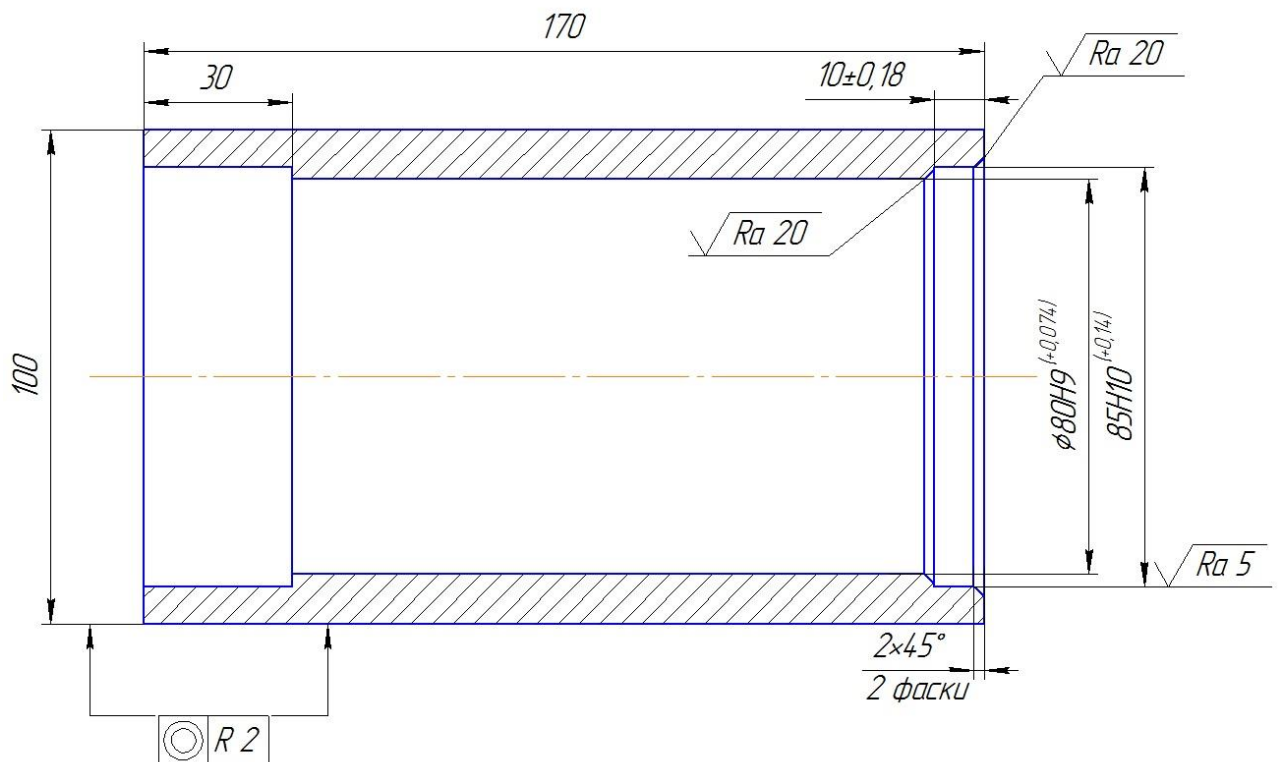


Рис. 3.1 – Втулка

#### 3.2 Обоснование выбора заготовки

При выборе технологических методов и процессов получения заготовок учитываются прогрессивные тенденции развития технологии машиностроения.

Решение задачи формообразования детали целесообразно перенести на заготовительную стадию и, тем самым, снизить расход материала, уменьшить долю затрат на механическую обработку в себестоимости готовой детали.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.03 ПЗ

Лист

50

На этапе выбора заготовки по её внешним признакам, с целью снижения материалоемкости, трудоёмкости обработки, отбираем наиболее приемлемый способ, а предпочтительным видом получения заготовки для данной детали является прокат.

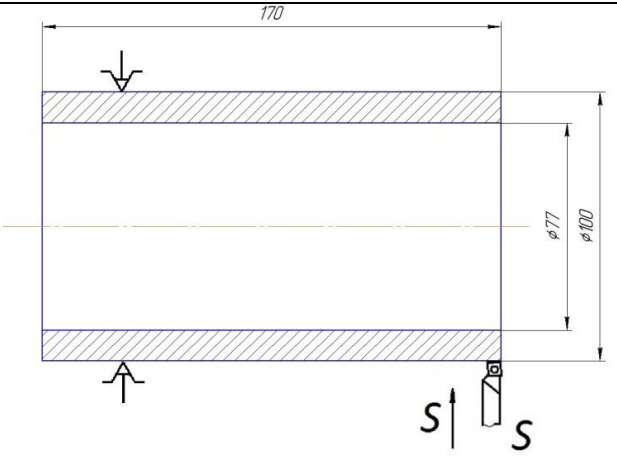
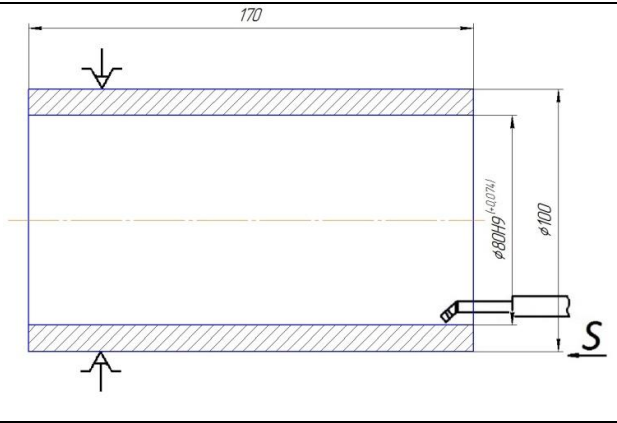
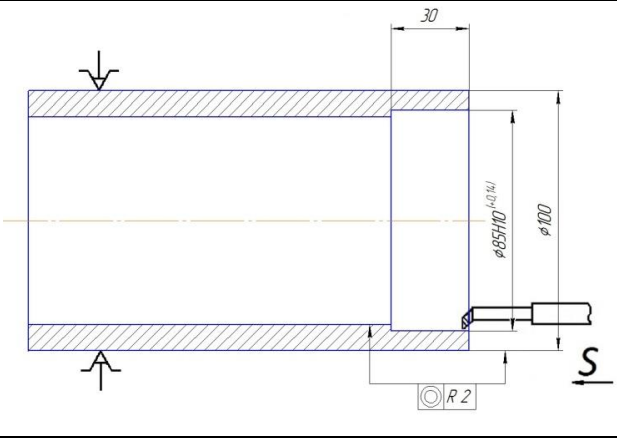
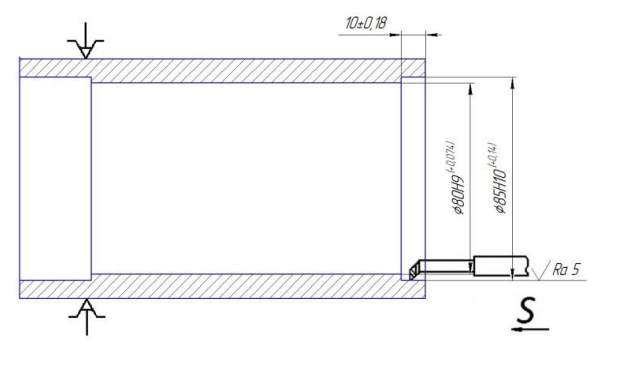
### 3.3. Разработка маршрутной технологии

Маршрутная технология сведена в таблице 3.1. [1]

Таблица 3.1

№	Наименование	Эскиз обработки	Оборудование
000	Заготовительная		Токарно-винторезный станок 1К62 [36]
005	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62

Продолжение таблицы 3.1

№	Наименование	Эскиз обработки	Оборудование
010	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62
015	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62
020	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62
025	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62

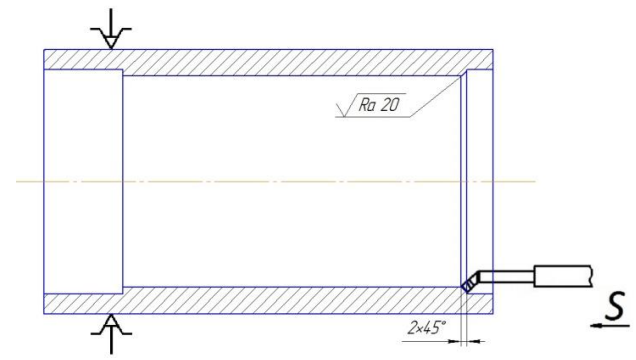
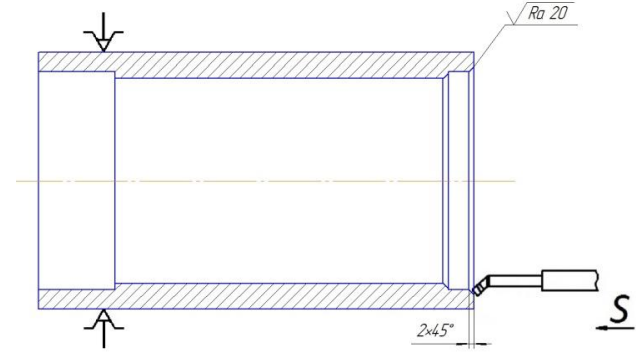
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.03 ПЗ

Лист

52

Продолжение таблицы

№	Наименование	Эскиз обработки	Оборудование
030	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62
035	Токарная		Токарно-винторезный станок 1К62
040	Промывка		
045	Контроль		Контрольный стол

### 3.4. Расчет режимов резания

Токарная операция 010

Расчет длины рабочего хода суппорта  $L_{р.х}$ :

$$L_{рх} = L_{рез} + y + L_{доп}; \quad (3.1)$$

где:  $L_{рез}$  – длина резания,

$y$  – длины подвода, перебегов и врезания,

$$y = y_{подв} + y_n + y_{врез},$$

$L_{доп}$  – дополнительный ход;

$$y_{\text{подв}} = y_{\text{п}} = 2 \text{ мм};$$

$$y_{\text{врез}} = 2 \text{ мм};$$

$$y = 2 + 2 + 2 = 6 \text{ мм};$$

$$L_{\text{рез}} = 250 \text{ мм.}$$

$$L_{\text{доп}} = 0;$$

$$L_{\text{рх}} = 250 + 6 = 256 \text{ мм.}$$

Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя  $S_0$  в мм/об из расчета суммарной глубины резания до 5 мм по стали.

$$S_0 = 0,217 \text{ мм/об};$$

Определение стойкости инструмента:

$$T_p = T_M \chi; \quad (3.2)$$

где:  $T_M$  – стойкость машинной работы,  $\chi$  – коэффициент времени резания.

$$\chi = \frac{L_{\text{рез}}}{L_{\text{рх}}}$$

$$\chi = \frac{250}{256} = 0,97$$

$$T_M = 100 \text{ мин.}$$

$$T_p = 100 \cdot 0,97 = 97 \text{ мин};$$

Расчет скорости резания и числа оборотов шпинделя:

$$V = V_{\text{табл}} K_1 K_2 K_3; \quad (3.3)$$

где:  $K_1$  – коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала,  
 $K_1 = 0,75$ ;

$K_2$  – коэффициент, зависящий от стойкости и марки сплава,  $K_2 = 0,8$ ;

$K_3$  – коэффициент, зависящий от вида обработки,  $K_3 = 1,35$ ;

$V_{\text{табл}}$  – скорость резания табличная  $V_{\text{табл}} = 65$  м/мин;

$V = 65 \cdot 0,75 \cdot 0,8 \cdot 1,35 = 50,2$  м/мин.

Обороты шпинделя в минуту:

$$n = \frac{1000V}{\pi d}. \quad (3.4)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 50,2}{3,14 \cdot 85} = 188 \text{ об/мин.}$$

Расчет основного машинного времени:

$$t_M = \frac{L_{px}}{S_0 n}. \quad (3.5)$$

$$t_M = \frac{256}{0,217 \cdot 188} = 6,27 \text{ мин.}$$

### 3.5 Расчет норм времени

Токарная операция 010

Норма времени рассчитывается по следующей формуле:

$$T = T_{шт} \frac{T_{пз}}{n}; \quad (3.6)$$

где:  $T$  – норма времени,

$T_{шт}$  – норма штучного времени,

$T_{пз}$  – время подготовительно-заключительное,

$n$  – число деталей в партии.

$$T_{шт} = t_0 + t_b + t_{обс} + t_{отд},$$

где :  $t_o$  – основное время,

$t_b$  – вспомогательное время,

$t_{обс}$  – время обслуживания,

$t_{отд}$  – время на отдых и личное пользование.

$$t_o = \frac{L_{px}}{nS_o}$$

$$t_o = \frac{256}{188 \cdot 0,217} = 6,27 \text{ мин};$$

$$t_b = t_{уст} + t_{пер} + t_{ном},$$

где:  $t_{уст}$  – время на установку, снятие,

$t_{пер}$  – время перехода,

$t_{ном}$  – на контрольное измерение (не учитывается, так как перекрываемое)

$t_{уст} = 0,1$  мин, в трёхкулачковом патроне,

$t_{пер} = 0,04$  мин.

$t_b = 0,1 + 0,04 = 0,14$  мин.

$$t_{оп} = t_b + t_o,$$

где:  $t_b$  – вспомогательное время,

$t_o$  – основное время.

$t_{оп} = 0,14 + 6,27 = 6,41$  мин.

Время на отдых нормируется в % от  $t_{оп}$  и составляет 6%.

Время на обслуживание делят на время организационного обслуживания  $t_{орг}$  и время технического обслуживания  $t_{тех}$ , и оно составляет 8% от  $t_{оп}$ .

$$t_{\text{отд}} = 0,06 \cdot 0,68 = 0,04 \text{ мин};$$

$$t_{\text{обс}} = 0,08 \cdot 0,68 = 0,06 \text{ мин};$$

$$T_{\text{шт}} = 0,54 + 0,68 + 0,04 + 0,06 = 1,36 \text{ мин.}$$

Аналогично рассчитываем нормы времени для следующих операций. Полученные результаты расчетов сведем в таблицы 3.2-3.8.

Таблицы 3.2 – Операция 000

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	6,27

Таблицы 3.3 – Операция 005

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	2,36

Таблицы 3.4 – Операция 015

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	6,27

Таблицы 3.5 – Операция 020

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	1,14



Таблицы 3.6 – Операция 025

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	0,37

Таблицы 3.7 – Операция 030

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	0,25

Таблицы 3.8 – Операция 035

$S_0$ , мм/об	$V_p$ , м/мин	$n$ , об/мин	$t_o$ , мин
0,217	50,2	188	0,29

Вывод по разделу три

В соответствии с предназначением детали был произведен обоснованный выбор заготовки, разработан технологический процесс изготовления, рассчитан режим резания для каждой операции, рассчитана норма времени изготовления одной детали.

## 4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

Организационно-экономическая часть делится на два раздела.

Первый раздел, организация, предназначен для рационального распределения времени на отдельные этапы работы. Графические данные, полученные в этом разделе, позволяют оценивать реально проделанную работу с запланированной, и в случае несоответствия с предполагаемыми результатами вносить коррективы.

Экономическая часть дает возможность оценить перспективность и конкурентоспособность разработки, а также определить экономическую целесообразность. Также определить затраты на изготовление изделия и отпускную цену на продукцию. Данная часть дает информацию о сроке окупаемости изделия инвестору в виде графиков срока окупаемости и точки безубыточности.

Все расчеты по организационно-экономической части проводятся в соответствии с [4].

### 4.1 Метод экспертных оценок

Этот метод позволяет определить трудоемкость этапов работы с учетом прогнозирования наименьшего и наибольшего времени выполнения. Так, для определения времени выполнения работы дается оптимистическая и пессимистическая оценка.

Величину  $t_{ож}$  определяют по формуле:

$$t_{i-j_{ож}} = 0,6t_{i-j_{min}} + 0,4t_{i-j_{max}} ; \quad (4.1)$$

где  $t_{ож}$  – время выполнения работы, ч;

$t_{min}$  – минимальное оцениваемое время, ч;

$t_{max}$  – максимальное оцениваемое время, ч.

Среднеквадратическое отклонение продолжительности в двухоценочной методике рассчитывается по формуле:

					<i>190201.2016.744.00.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

$$\delta_{i-j} = 0,2(t_{i-j\max} - t_{i-j\min}), \quad (4.2)$$

где  $\delta_{i-j}$  – среднеквадратическое отклонение продолжительности

Дисперсия определяется по формуле:

$$D_{i-j} = 0,04(t_{i-j\max} - t_{i-j\min})^2, \quad (4.3)$$

где  $D_{i-j}$  – дисперсия.

Расчеты времени выполнения работы согласно формулам сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Расчет времени на выполнение работы

Этап работы	Продолжительность работ			Исполнители		$\delta$	D
	$t_{\min}$	$t_{\max}$	$t_{\text{ож}}$	Категория	Кол-во		
Формулировка технического задания	4	6	4,8	Руководитель	1	0,4	0,16
Изучение технического задания	5	8	6,2	Студент	1	0,6	0,36
Разработка эскиза конструкции	9	13	10,6	Студент	1	0,8	0,64
Детальная проработка	14	18	15,6	Студент	1	0,8	0,64
Разработка технологического процесса	25	30	27	Студент	1	1	1
Разработка раздела БЖД	5	7	5,8	Студент	1	0,4	0,16
Разработка экономического раздела	8	12	9,6	Студент	1	0,8	0,64

Продолжение таблицы 4.1

Оформление пояснительной записки	7	10	8,2	Студент	1	0,6	0,36
Подготовка доклада и демонстрационных листов	7	10	8,2	Студент	1	0,6	0,36

На основании таблицы 4.1 построен ленточный график Ганнта. Построение графика Ганнта показано в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Ленточный график Ганнта

Этап работ	Исполнители		Ожидаемая продолжительность работы, дн	1-10	11-20	21-30	31-40	41-50	51-60	61-70	71-80	81-91
	категория	кол-во										
Формулировка технического задания	Руководитель	1	4,8	—								
Изучение технического задания	Студент	1	6,2	—								
Разработка эскиза конструкции	Студент	1	10,6		—							
Детальная проработка	Студент	1	15,6			—						
Разработка технологического процесса	Студент	1	27				—					
Разработка раздела БЖД	Студент	1	5,8					—				
Разработка экономического раздела	Студент	1	9,6						—			
Оформление пояснительной записки	Студент	1	8,2								—	
Подготовка доклада и демонстрационных листов	Студент	1	8,2									—

#### 4.2 Значение экономической части

Экономическая часть дипломного проекта является не менее важной, чем конструкторская или технологическая. В ней проводится анализ целесообразности производства проектируемого изделия, с точки зрения экономической эффективности. В условиях рыночных отношений и конкурентной борьбы между производителями, в том числе и продукции военного назначения, необходимо учитывать рентабельность производства, единовременные и текущие затраты, экономический эффект, срок окупаемости капитальных вложений и т. д. Без учета экономических параметров нельзя приступать к производству изделия, потому что оно может оказаться невыгодным для предприятия и привести к его разорению.

При модернизации какого либо изделия также необходимо провести экономический анализ и сравнить себестоимость изделия до и после модернизации. Если она довольно ощутимо возросла, то, скорее всего изделие не будет пользоваться спросом из-за слишком высокой цены. В этом случае ещё на стадии проектирования можно сделать вывод, что данный путь модернизации выбран неверно.

В последнее время роль экономического анализа постоянно повышается, так как в нашей стране установилась система рыночных отношений, и при выходе на мировой рынок нужно стремиться к тому, чтобы, не уступая в качестве изделие, было дешевле в производстве и эксплуатации, нежели аналоги в других странах.

#### 4.3 Расчетная себестоимость изготовления главной передачи

Полная себестоимость главной передачи составляет 10000 руб. Вес главной передачи 22,9 кг.

Стоимость одного килограмма металла ГП:

$$\frac{10000}{22,9} = 436,68 \text{ руб}$$

Вес проектируемой ГП составляет 21,7 кг.

					<i>190201.2016.744.00.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Полная себестоимость проектируемой ГП будет равна:

$$21,7 \cdot 436,68 = 9475 \text{ руб}$$

#### 4.4 Анализ прогрессивности проектируемой ГП с шестерней со съемным венцом

Анализ проводится путем оценки конструкции по общему критерию  $K_1$ , который представляет собой отношение сумм относительных величин ранжированных параметров, исчисляемых по отношению к соответствующим параметрам ГП, к приведенному числу параметров и определяется по формуле:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^m K_{si} N_i}{\sum_{i=1}^m N_i}, \quad (4.4)$$

$$K_{si} = \frac{B}{B_0}; \quad (4.5)$$

где  $B$  – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;

$B_0$  – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр базового варианта;

$m$  – количество рассматриваемых параметров (обычно 4...8);

$N_i$  – коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров, с номером:

$$N_i = \frac{i}{2^{i-1}}, \quad (4.6)$$

где  $i$  – номер рассматриваемого параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров.

Производительность новой ГП со съемным венцом конической шестерни по сравнению со старой является одним из самых важных показателей, как для производителя, так и для потенциального покупателя. В частности, рассмотрим

					<i>190201.2016.744.00.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

срок службы ГП со съёмным венцом, взяв за 100% срок службы уже существующей конструкции.

где  $V = 140$  – производительность (срок службы) ГП с конической шестерней со съёмным венцом;

$V_0 = 100$  – производительность (срок службы) ГП.

$$K_{s_1} = \frac{140}{100} = 1,4.$$

Одним из самых значимых параметров является стоимость ГП по сравнению друг с другом.

Стоимость ГП составляет 10000 руб.

Стоимость проектируемой ГП, по предварительным расчетам, составит около 9475 руб, что обусловлено принципиально новой конструкцией, а также уменьшением осевого габарита.

$$K_{s_2} = \frac{10000}{9475} = 1,06,$$

где  $V = 10000$  – цена ГП;

$V_0 = 8750$  – цена проектируемой ГП.

Ещё один из параметров, который следует учесть, это коэффициент полезного действия (КПД) проектной шестерни по сравнению с серийной.

$$K_{s_3} = \frac{0,98}{0,97} = 1,01,$$

где:  $V = 0,98$  – общий КПД проектной шестерни;

$V_0 = 0,97$  – общий КПД шестерни.

Следующим частным параметром является масса ГП. Масса серийной ГП трактора Т10 примерно равна 22,9 кг. Масса проектируемой ГП – 21,7 кг. Уменьшение веса обусловлено уменьшением осевого габарита.

$$K_{s_4} = \frac{22,9}{21,7} = 1,06,$$

где  $B = 22,9$  – вес ГП;

$B_0 = 21,7$  – вес проектной ГП.

Учитывая то, что проектируемая ГП имеет совершенно новый съемный венец шестерни с двупарным зацеплением, то следует рассмотреть патентоспособность данной конструкции в отличие от уже существующей ГП на серийных тракторах 10 тягового класса. Оценим патентоспособность в баллах.

$$K_{s_5} = \frac{2}{1} = 2,$$

где  $B = 2$  – патентоспособность ГП;

$B_0 = 1$  – патентоспособность ГП с конической шестерней со съемным венцом.

Определим коэффициенты весомости частных параметров.

$$N_1 = \frac{1}{2^{1-1}} = 1; \quad N_2 = \frac{2}{2^{2-1}} = 1; \quad N_3 = \frac{3}{2^{3-1}} = 0,75; \quad N_4 = \frac{4}{2^{4-1}} = 0,5;$$

$$N_5 = \frac{5}{2^{5-1}} = 0,31$$

Тогда

$$K_1 = \frac{(1,4 \cdot 1) + (1,06 \cdot 1) + (1,01 \cdot 0,75) + (1,06 \cdot 0,5) + (2 \cdot 0,31)}{1 + 1 + 0,75 + 0,5 + 0,31} = 1,23.$$

Согласно таблице значений критериев  $k$  полученное нами значение критерия технического уровня  $1 < k_1 \geq 1,2$  следовательно конструкция проектируемой ГП имеет среднюю перспективность.

#### 4.5 Расчет затрат при производстве детали

Рассмотрим на примере детали – коническая шестерня со съемным венцом. Изготавливается из стали 20ХГНР, ГОСТ 1050-88 [34], имеет массу 7,73 кг.

1 Черная масса детали :  $m_{\text{заг}} = 9$  кг.

2 Чистая масса детали :  $m_{\text{дет}} = 7,73$  кг.



3 Тогда масса отходов:

$$m_{отх} = m_{заг} - m_{дет} \cdot \quad (4.7)$$

$$m_{отх} = 9 - 7,73 = 1,27(\text{кг})$$

4 Цена за 1кг стали:  $C_M = 30,1 \text{ руб.}$

5 Цена за 1 кг отходов стали:  $C_{отх} = 0,5 \text{ руб.}$

6 Стоимость материала, за вычетом отходов:

$$C_{осн} = C_M \cdot m_{заг} - C_{отх} \cdot m_{отх} \quad (4.8)$$

$$C_{осн} = 30,1 \cdot 9 - 0,5 \cdot 1,27 = 270,27 \text{ руб.}$$

7 Транспортно- заготовительные расходы [7]:

$$C_{тр} = (0,02...0,04) \cdot C_{осн} \quad (4.9)$$

$$C_{тр} = (0,02...0,04) \cdot 14,68 = 10,81 \text{ руб}$$

8 Основная заработная плата производственных рабочих. Она отражает прямую заработную плату основных производственных рабочих, занятых изготовлением детали. Для её нахождения необходимо спроектировать технологический процесс изготовления калькулируемой детали, установить пооперационную трудоемкость и разряды работ. Выбрать систему оплаты труда (сдельную или повременную), учесть доплаты (премии) из фонда заработной платы (в среднем 25 %), районный коэффициент («уральские» – 15 %), за отступления от нормальных условий производства и т.п. Прямая заработная плата определяется по формуле [4]:

$$Зn_{осн} = \frac{(t_{опi} \cdot r)}{60} \cdot (1 + 0,15 + 0,25), \text{ руб.}, \quad (4.10)$$

где  $t_{опi}$  - время выполнения i-ой операции при обработке детали, мин;

$r$  - тарифная ставка, руб/ч .

					<i>190201.2016.744.00.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Для определения этих составляющих составим технологический процесс изготовления конической шестерни со съёмным венцом (таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Технологический процесс изготовления конической шестерни со съёмным венцом

Опера- ция	Содержание операции	Время выполне- ния операции (учтено машинное время и вспомога- тельное)	Тарифные ставки станоч- ников
№	-	<i>Мин</i>	<i>Руб/ч</i>
00	Транспортно-заготовительная	-	-
05	Токарная	3,5	150
10	Токарная	3,5	150
15	Протяжная	1	140
20	Протяжная	1	140
25	Токарная	3,5	150
30	Зубофрезерная	4,5	155
35	Зубо-шлифовальная	3	150

Вычисляем основную заработную плату, руб.:

$$Зn_{осн} = \frac{(3,5 \cdot 150 + 3,5 \cdot 150 + 1 \cdot 140 + 1 \cdot 140 + 3,5 \cdot 150 + 4,5 \cdot 155 + 3 \cdot 150)}{60} \cdot 1,4 = 70,06.$$

9 Дополнительная заработная плата (оплата отпусков, оплата часов под-  
росткам, оплату времени на выполнение государственных обязанностей, выплату  
вознаграждений за выслугу лет и т.д.) руб.:

$$Зn_{доп} = 0,132 \cdot Зn_{осн}, \quad (4.11)$$

$$Зn_{доп} = 0,132 \cdot 70,06 = 9,25$$

10 Отчисления на социальные нужды. Вычисляются по установленным для  
предприятия ставкам от суммы основной и дополнительной заработной платы,  
оценим по формуле, руб.:

$$Зn_{соц} = 0,385 \cdot (Зn_{осн} + Зn_{доп}), \quad (4.12)$$

$$Зn_{соц} = 0,385 \cdot (70,06 + 9,25) = 30,53.$$

11 Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования. То есть аморти-  
зация, ремонт, эксплуатация оборудования и транспортных средств, амортизация  
и восстановление инструмента и приспособлений. Эта величина обычно тесно  
связана с основной заработной платой, поэтому, руб.:

$$Зm_{эксп} = Зn_{осн} \cdot (1...3), \quad (4.13)$$

$$Зm_{эксп} = 70,06 \cdot (1...3) = 140,12.$$

12 Общецеховые расходы. Это заработная плата аппарата управления це-  
хом, амортизация, содержание, и текущий ремонт зданий цеха, затраты по охране  
труда и так далее, руб.:

$$Зm_{цех} = Зn_{осн} \cdot (0,7...1,0), \quad (4.14)$$

$$Зm_{цех} = 70,06 \cdot (0,7...1,0) = 59,55.$$

13 Цеховая себестоимость, руб.:

$$C_{цех} = Ц_{осн} + Ц_{тр} + Зn_{осн} + Зn_{доп} + Зn_{соц} + Зm_{эксп} + Зm_{цех}; \quad (4.15)$$

$$C_{цех} = 270,27 + 10,81 + 70,06 + 9,25 + 30,53 + 140,12 + 59,55 = 590,59.$$

14 Общезаводские расходы. Это заработная плата аппарату управления предприятием, расходы на командировки, содержание и амортизацию зданий общественного назначения, содержание пожарной и сторожевой охраны, расходы по отделам главного конструктора, главного технолога и так далее, руб.:

$$3m_{\text{ЗАВОД}} = 3n_{\text{ОСН}} \cdot (0,5 \dots 0,8), \quad (4.16)$$

$$3m_{\text{ЗАВОД}} = 70,06 \cdot (0,5 \dots 0,8) = 45,54.$$

15 Общая производственная себестоимость, руб.:

$$3m_{\text{ПР.С}} = C_{\text{ЦЕХ}} + 3m_{\text{ЗАВОД}} \quad (4.17)$$

$$3m_{\text{ПР.С}} = 590,59 + 45,54 = 636,13.$$

16 Внепроизводственные расходы, связаны с затратами на тару и упаковку продукции, с ее транспортировкой на станцию отправления, погрузку и так далее, руб.:

$$3m_{\text{ВНЕ ПР}} = 0,045 \cdot 3m_{\text{ПР.С}}, \quad (4.18)$$

$$3m_{\text{ВНЕ ПР}} = 0,045 \cdot 636,13 = 28,63.$$

17 Полная себестоимость проектируемого изделия, руб.:

$$C_{\text{ПРОЕКТ}} = 3m_{\text{ПР.С}} + 3m_{\text{ВНЕ ПР}} \quad (4.19)$$

$$C_{\text{ПРОЕКТ}} = 636,13 + 28,63 = 664,76$$

Калькуляция себестоимости детали (таблица 4.4).

Таблица 4.4 – Калькуляция себестоимости детали

Статья расхода	Затраты, Руб./шт.	В % к ито- гу
Основной материал	270,9	40,75
Основной материал за вычетом отходов	270,27	40,65
Основная зарплата основных рабочих	70,06	10,54
Дополнительная зарплата	9,25	1,4
Отчисления на социальное страхование	30,53	4,59
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудо- вания	140,12	21,08
Общехеховые расходы	59,55	8,96

Продолжение таблицы 4.4

Статья расхода	Затраты, Руб./шт.	В % к ито- гу
Итого цеховая себестоимость	590,59	88,84
Общезаводские расходы	45,54	6,85
Итого производственная себестоимость	636,13	95,8
Внепроизводственные расходы	28,63	4,3
Итого полная себестоимость	664,76	100

#### 4.6 План маркетинга

При рассмотрении вопросов, связанных с целями и стратегией маркетинга, необходимо детализировать цели маркетинга по направлениям: продажа конкретных товаров (услуг); по перспективам роста рынка; по конкурентной борьбе на рынках сбыта продукции и т.д.

Цену в условиях рынка изготовитель продукции устанавливает с учетом следующих факторов:

- 1 спроса со стороны потребителей;
- 2 затратами на ее производство и реализацию;
- 3 рыночной конъюнктуры;
- 4 среднеотраслевая прибыль;
- 5 конкуренция;
- 6 метода установления цены;
- 7 учета мер государственного регулирования.

Норматив рентабельности, руб.:

$$H_p = 0,15 \cdot C_{\text{ПРОЕКТ}}; \quad (4.20)$$

$$H_p = 0,15 \cdot 9475 = 1421,25.$$

Оптовая цена (окончательная цена для реализации), руб.:

$$C_{\text{ОПТ}} = C_{\text{ПРОЕКТ}} + H_p = 9475 + 1421,25 = 10896; \quad (4.21)$$

Отпускная цена предприятия (с учетом НДС), руб.:

$$C_{\text{ОПТ}} = C_{\text{ПРОЕКТ}} + H_P; \quad (4.22)$$

$$C_{\text{ОПТ}} = 10896 + 0,2 \cdot 10896 = 13075,45.$$

Оптовая цена промышленности (с учетом снабженческо-сбытовой наценки), руб.:

$$C_{\text{ОПТ.ПР}} = C_{\text{ОПТ}} + 0,25 \cdot C_{\text{ОПТ}}; \quad (4.23)$$

$$C_{\text{ОПТ.ПР}} = 13075,45 + 0,25 \cdot 13075,45 = 16344,31.$$

Розничная цена (с учетом торговой надбавки), руб.:

$$C_{\text{РОЗН}} = C_{\text{ОПТ.ПР}} + 0,2 \cdot C_{\text{ОПТ.ПР}}; \quad (4.24)$$

$$C_{\text{РОЗН}} = 16344,31 + 0,2 \cdot 16344,31 = 19613,17.$$

#### 4.7 Оценка коммерческой состоятельности дипломного проекта

В общем случае, капитальные вложения (инвестиции) в строительство и организацию работ ( $K_{\text{сум}}$ ) по выпуску новой продукции включают в себя:

$$K_{\text{сум}} = K_{\text{пр}} + K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}}, \quad (4.25)$$

где  $K_{\text{пр}}$  – прямые капитальные вложения, руб.;

$K_{\text{сопр}}$  – сопряженные капитальные вложения, руб.;

$K_{\text{об}}$  – минимально необходимые оборотные средства;

$K_{\text{НИР}}$  – капитальные вложения в НИР.

В дипломном проекте рассматриваются капиталобразующие инвестиции, при этом, как правило, учитываются только прямые капитальные вложения ( $K_{\text{пр}}$ ), которые численно равны вложениям в основные производственные фонды. При отсутствии данных принять,  $K_{\text{пр}}$  – 50 % от произведения полной себестоимости изделия на программу его выпуска ( $A_{\Gamma}$ ):

$$K_{\text{пр}} = 0,5 C_{\text{пол}} A_{\Gamma}. \quad (4.26)$$

Сумма ( $K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}}$ ), превосходит  $K_{\text{пр}}$  в 2...5 раз. В случае незначительных конструктивных изменений примем равной 0,3  $K_{\text{пр}}$ .

$$K_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 9475 \cdot 1000 = 4,736 (\text{млн.руб.})$$

$$K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}} = 2 \cdot 4,736 = 9,472 (\text{млн.руб.})$$

$$K_{\text{сум}} = 4,736 + 9,472 = 14,21 (\text{млн.руб.})$$

#### 4.8 Оценка эффективности инвестиций

##### Простая норма прибыли (ПНП)

ПНП – это гарантированный уровень доходности, сложившийся на рынке капиталов.

$$\text{ПНП} = \frac{P_p}{K_{\text{сум}}}, \quad (4.27)$$

$$P_p = P_6 k_{\text{н.п}}, \quad (4.28)$$

где  $P_6$  – балансовая (общая) прибыль;

$k_{\text{н.п.}}$  – коэффициент, учитывающий налог на прибыль,  $k_{\text{н.п.}} = 0,7$ ;

$P_p$  – расчетная (чистая) прибыль.

Балансовая (общая) прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены изделия ( $C_{\text{отп}}$ ) и плановой ее полной себестоимости ( $C_{\text{пол}}$ ) с учетом годовой программы выпуска:

$$P_6 = (C_{\text{отп}} - C_{\text{пол}}) A_r \quad (4.29)$$

$$P_6 = (13075,45 - 9475)1000 = 3,6 (\text{млн.руб.}),$$

$$P_p = 3,6 \cdot 0,7 = 2,52 (\text{млн.руб.}),$$

$$\text{ПНП} = \frac{2,52}{14,21} = 0,18.$$

#### 4.9 Срок окупаемости инвестиций

Срок окупаемости – это минимальный временной интервал (от начала осуществления инвестиционного проекта), за пределами которого суммарный эффект становится равным нулю и остается в дальнейшем положительным. При этом весь объем получаемых проектом денежных средств (от реализации продукции), которым относятся суммы прибыли и амортизации, рассчитываются

как возврат на первоначально инвестированный капитал. Расчет проводится путем постепенного, шаг за шагом, вычитания из общего объема капитальных затрат суммы амортизационных отчислений и чистой прибыли за очередной интервал времени планирования (год). Интервал, в котором остаток становится отрицательным, означает искомый «срок окупаемости».

$$T_{ок} = \frac{K_{сум}}{П_p + \Phi_{амор}}, \quad (4.30)$$

$$T_{ок} = \frac{14210000}{2520000 + 124560} = 5,4 \text{ года},$$

где  $\Phi_{амор} = 124,56$  тыс. руб. – амортизационные отчисления.

#### 4.10 Точка безубыточности проекта

Цель расчета «точки безубыточности проекта» – определить критический объем производства ( $A_{кр}$ ), при котором прибыль становится нулевой, так как выручка от реализации совпадает с издержками производства. Сравнение  $A_{кр}$  (точка безубыточности) с планируемым объемом производства ( $A_r$ ) позволяет определить «запас прочности производства».

Точка безубыточности проекта:

$$A_{кр} = \frac{B}{Ц_{опт} - a}, \quad (4.31)$$

где  $B$  – условно-постоянные издержки на единицу продукции, руб./шт., составляют 60 % от величины полной себестоимости  $C_{пол}$ ;

$Ц_{опт}$  – оптовая цена предприятия, руб./шт.;

$a$  – условно-переменные издержки на единицу продукции, руб./шт., составляют 40 % от величины полной себестоимости  $C_{пол}$ .

$$A_{кр} = \frac{5685 \cdot 1000}{13075,45 - 3790} = 612 \text{ (шт)}$$

Рассчитаем зависимость объемов реализации ( $V_p$ ) и общих издержек от объемов выпуска и реализации ( $C_{изд}$ ) в натуральном выражении ( $A_r$ ).

					190201.2016.744.00.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73



$$V_p = C_{\text{отп}} A_r, \text{ руб/год}$$

$$C_{\text{изд}} = aA_r + B, \text{ руб/год.}$$

$$V_p = 13075,45 \cdot 1000 = 13075450 (\text{руб./год})$$

$$C_{\text{изд}} = 3790 \cdot 1000 + 5685 = 3795685 (\text{руб./год}).$$

Графическая иллюстрация «Точки безубыточности» выносятся на демонстрационный лист.

Для оценки рассчитанного значения  $A_{\text{кр}}$  и фактической программой выпуска деталей  $A_r$  следует определить «относительный запас прочности»

$$\delta = \frac{A_r - A_{\text{кр}}}{A_r} \cdot 100\% \quad (4.32)$$

$$\delta = \frac{1000 - 612}{1000} \cdot 100\% = 38,8\%$$

Запас прочности показывает, что снизить объем производимой продукции без угрозы финансовому положению предприятия можно на 38,8%.

На основании проведенных выше расчетов строим на рисунках 4.1 и 4.2 графические зависимости анализа безубыточности производства (рисунок 4.1) и график денежных потоков соответственно (рисунок 4.2).

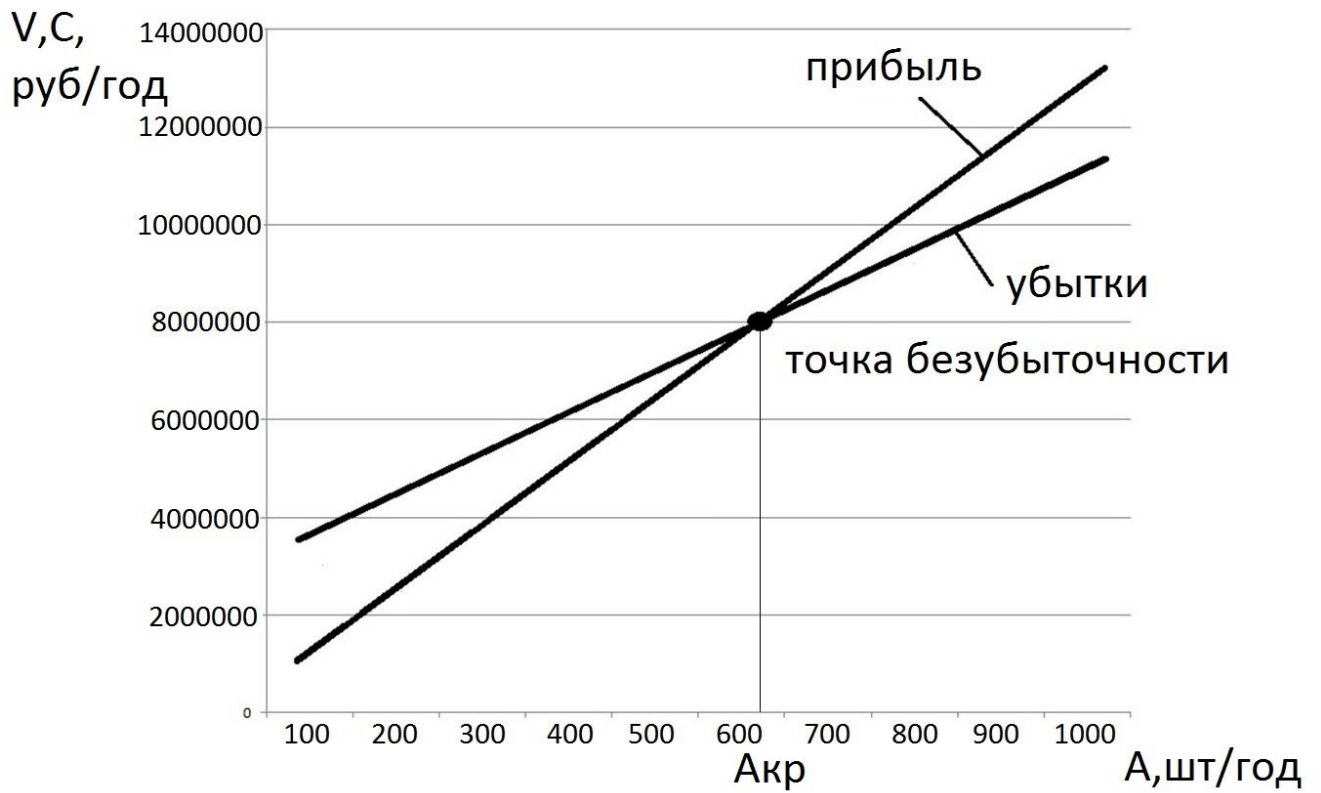


Рисунок 4.1 – Анализ безубыточности производства

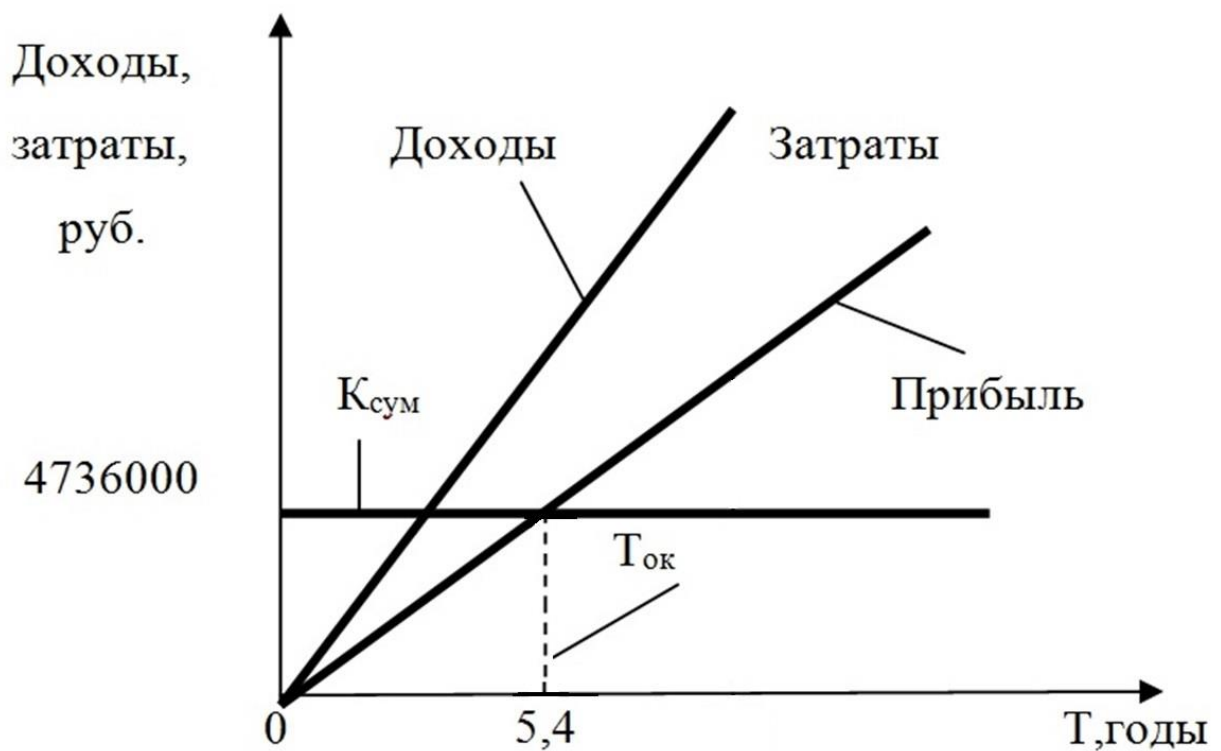


Рисунок 4.2 – График денежных потоков

#### Вывод по разделу четыре

На основании технико-экономических расчетов проекта можно спрогнозировать целесообразность вложения инвестиций в данную разработку.

Расчетная прибыль составит 2,52 млн. рублей в год, которая окупит капиталовложения в размере 4,736 млн. рублей за 5,4 года с запасом прочности производства в 38,8%.

					<i>190201.2016.744.00.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

## 5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В соответствии с темой выпускной квалификационной работы «Модернизация главной передачи тракторов типа Т10» в данном разделе рассмотрены вопросы о безопасности жизнедеятельности при ремонте и обслуживании трансмиссии трактора.

Трактор является источником повышенной опасности, как при его эксплуатации, так и при его обслуживании и ремонте. Для обеспечения безопасности необходимо на этапе проектирования предусмотреть все потенциально возможные риски возникновения опасностей, угрожающие как жизни и здоровью людей, так и окружающей природе.

### 5.1 Область применения главной передачи

Спроектированная главная передача (рисунок 5.1) с коническими зубчатыми колесами передает вращение от продольно расположенного вала коробки передач на поперечный вал (рисунок 5.2).

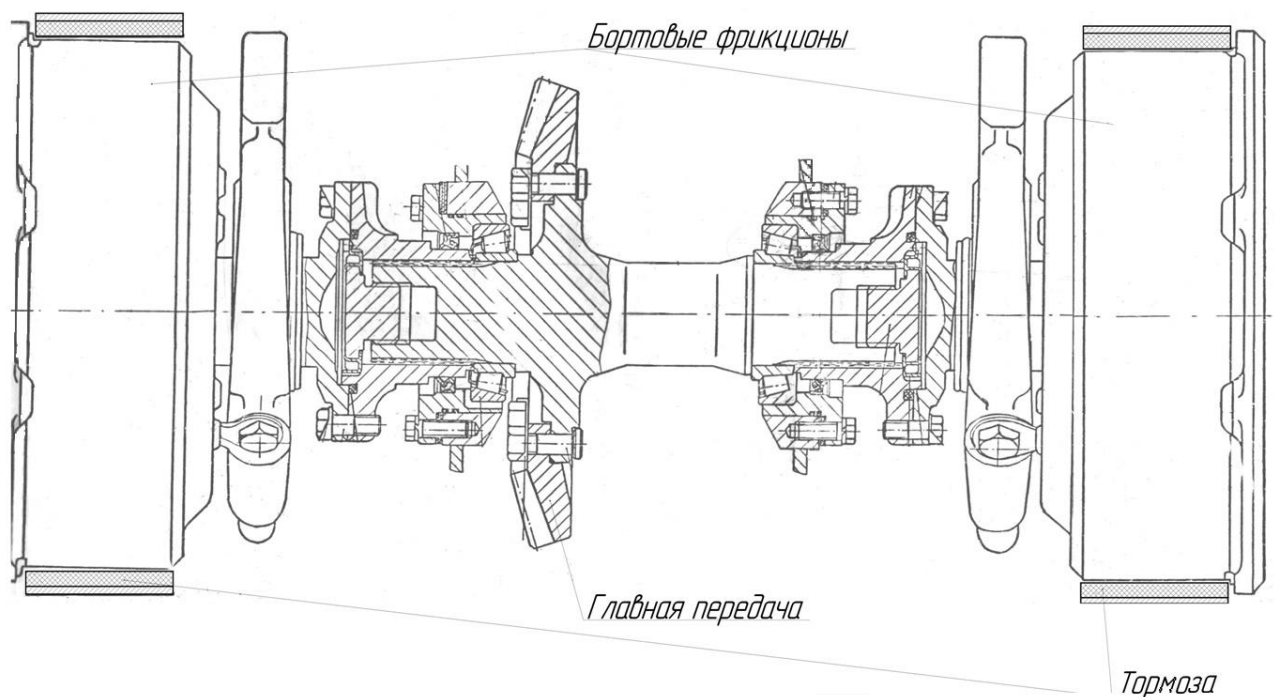


Рисунок 5.1 – Главная передача трактора Т10

Цель данной работы заключается в повышение ресурса, надежности работы и ремонтпригодности главной передачи а, следовательно, и трансмиссии трактора в целом, за счет:

- 1 Разделения масляных ванн коробки передач и главной передачи.
- 2 Съёмного венца ведомой шестерни главной передачи и изменения материала шестерни.
- 3 Применение новых материалов для шестерен.
- 4 Применение двупарного зацепления в конической передаче.

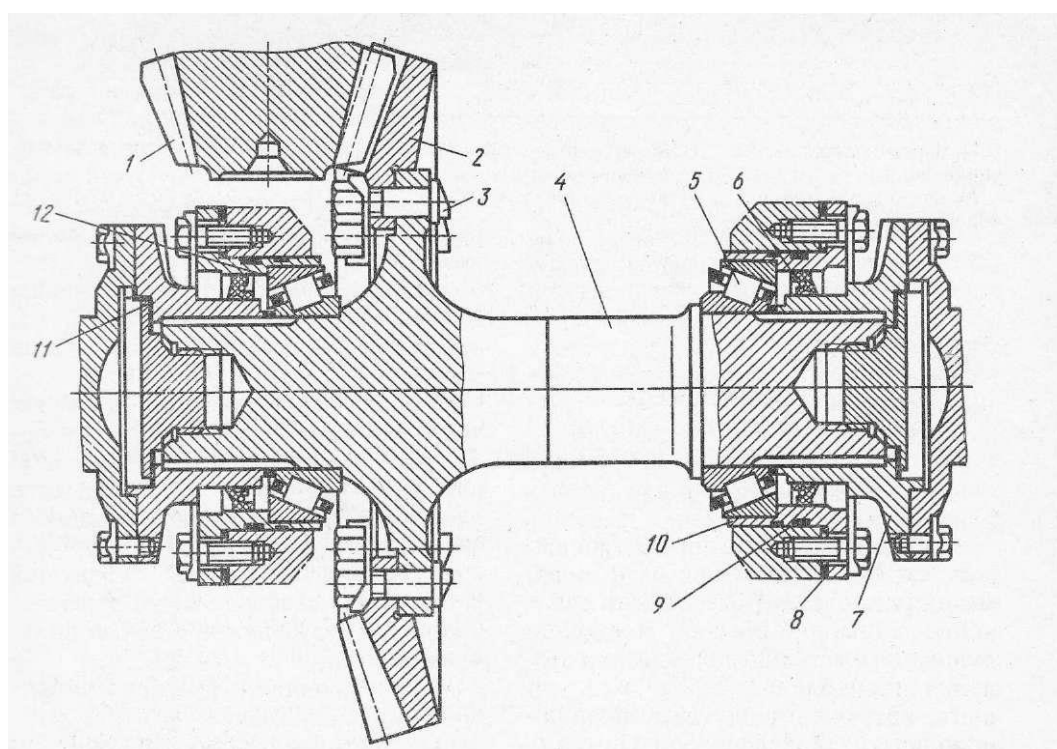


Рисунок 5.2 – Главная передача:

1 – ведущая шестерня, 2 – ведомая шестерня, 3 – болт, 4 – вал главной передачи, 5 – подшипник, 6 – радиальный самоподжимной сальник, 7 – фланец, 8 – регулировочные прокладки, 9 – резиновое уплотнительное кольцо, 10 – корпус подшипника, 11 – стопорная шайба, 12 – подшипник

Детали главной передачи смазываются под давлением и путем разбрызгивания масла. Для улучшения смазывания правого подшипника, несущего

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.744.00.05 ПЗ

Лист

78

большую осевую нагрузку, к стенке корпуса муфт поворота дополнительно приварен лоток, направляющий масло к подшипнику. Под давлением смазываются оба конических подшипника. Для смазки применяется трансмиссионное масло ТСп-10 ЭФО ГОСТ 23652-79. [37]

## 5.2 Идентификация опасностей, расчет и оценка риска

При проведении технического осмотра или ремонта, а также обслуживания узлов трансмиссии трактора необходимо соблюдать комплекс установленных мер по безопасности жизнедеятельности в соответствии с системой стандартов безопасности.

### 5.2.1 Идентификация механических опасностей

При проведении технических работ, осмотра и обслуживания агрегатов и узлов трансмиссии трактора, необходимо учитывать, что узлы трансмиссии трактора имеют большие габариты и вес (ГП весит 31,7кг с длиной вала 418мм). Во избежание травмоопасных ситуаций, необходимо учитывать особенности конструктивной сборки для устранения непредвиденных факторов, угрожающих здоровью и жизни.

Наличие вращающихся шестерен ГП при значительном крутящем моменте ведущей шестерни (645 Нм) может, при несоблюдении требований безопасности, привести к затягиванию инструмента, одежды, частей тела человека, незакрепленные детали могут разлететься, а так как частота вращения узлов трансмиссии очень велика, то велика угроза получения травм от разлетающихся деталей.

### 5.2.2 Опасности от шума и вибрации

При изнашивании главной передачи появляется вибрация. Это происходит из-за некачественного зацепления между ведущей и ведомой шестерни. Так же возможны появления посторонних шумов (скрежет).

					<i>190201.2016.744.00.05 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

СН 2.2.4/2.1.8.566-96 устанавливают предельно допустимые величины вибрации (табл. 5.1) [25].

Таблица 5.1 – Допустимые значения вибрации рабочих мест

Среднегеометрические частоты полос, Гц	Предельно допустимые значения по осям $X_o, Y_o, Z_o$							
	виброускорения				виброскорости			
	м/с <sup>2</sup>		дБ		м/с · 10 <sup>-2</sup>		дБ	
	1/3 окт	1/1 окт	1/3 окт	1/1 окт	1/3 окт	1/1 окт	1/3 окт	1/1 окт
1,6	0,25		108		2,50		114	
2,0	0,22	0,40	107	112	1,80	3,50	111	117
2,5	0,20		106		1,30		108	
3,15	0,18		105		0,98		105	
4,0	0,16	0,28	104	109	0,63	1,30	102	108
5,0	0,16		104		0,50		100	
6,3	0,16		104		0,40		98	
8,0	0,16	0,28	104	109	0,32	0,63	96	102
10,0	0,20		106		0,32		96	
12,5	0,25		108		0,32		96	
16,0	0,32	0,56	110	115	0,32	0,56	96	101
20,0	0,40		112		0,32		96	
25,0	0,50		114		0,32		96	
31,5	0,63	1,10	116	121	0,32	0,56	96	101
40,0	0,79		118		0,32		96	
50,0	1,00		120		0,32		96	
63,0	1,30	2,20	122	127	0,32	0,56	96	101
80,0	1,60		124		0,32		96	

Предельно допустимые уровни шума на рабочих местах регламентированы СН 2.2.4/2.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (таблица 5.2) [24].

Таблица 5.2 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест

Рабочее место	Уровень звукового давления в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровень звука, дБА, эквивалентный уровень звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятий	95	87	82	78	75	73	71	69	80

### 5.2.3 Опасности от материалов и веществ

Трансмиссионное масло (ТСП-10 ЭФО) представляет собой горючую жидкость с температурой вспышки 180-200 °С.

По степени воздействия на организм человека трансмиссионные масла относятся к 4-му классу опасности по ГОСТ 12.1.007-76 [38] с предельно допустимой концентрацией паров углеводородов в воздухе рабочей зоны 300 мг/м<sup>3</sup> и к 3-му классу опасности с предельно допустимой концентрацией масляного тумана 5 мг/м<sup>3</sup>.

Трансмиссионные масла не обладают способностью к кумуляции, не вызывают усиленного роста тканей. При длительном контакте с маслом, а также при работе с присадками в зависимости от индивидуальной восприимчивости кожи могут возникнуть дерматиты и экземы. Не желательно попадание масла в глаза, рот, нос и уши, так как может произойти химическое отравление.



### 5.3 Устранение опасностей и защитные меры по снижению риска

#### 5.3.1 Комплекс мер по устранению механических опасностей

Использование двупарного зацепления, нового материала шестерен увеличивает ресурс работы ГП, при этом уменьшается необходимое количество ремонтов и соответственно вероятность травмирования оператора при ремонте.

Использование съемного венца ведомой шестерни позволяет производить ремонт ГП без снятия вала с подшипников, что в ограниченном объеме среднего отсека моста дает преимущество в ремонте.

Все узлы трансмиссии помещены в защитный корпус, который исключает возможность травмирования человека при эксплуатации трактора.

На этапе проектирования главной передачи необходимо учитывать размеры агрегатов их форму, вес, крепления. Обеспечена доступность всех узлов конструкции, и возможность оценки их работоспособности. Учтены физиологические возможности человека, физически возможный доступ к креплениям конструкции, частоту повторяющихся движений, чтобы исключить заторможенность, нагрузку при обслуживании трансмиссии трактора. Узлы трансмиссии имеют специальные крепления для возможности подъема и переноса специальными подъемными установками.

Обслуживание главной передачи трактора должно производиться на станциях технического обслуживания (СТО), оборудованных специализированным инструментом и приспособлениями, а также квалифицированным персоналом.

#### 5.3.2 Комплекс мер по устранению опасностей от шума и вибрации

Материал зубьев шестерни выполнен из более прочной стали (20ХГНР), имеющей большой запас прочности, что обеспечивает стабильную работу главной передачи без лишних шумов и вибрации. Зацепление ведущей и ведомой шестерни обеспечивается коническими косозубыми шестернями. Зацепление таких колёс более плавное, чем у прямозубых, и с меньшим шумом.

					<i>190201.2016.744.00.05 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

Применение двупарного зацепления в конической передаче позволяет увеличивать в двое нагрузку на шестерни, что в главной передаче дает преимущество в долговечности а, следовательно, и меньше вероятности износа и появления вибрации.

Смазка ГП осуществляется разбрызгиванием с помощью распылительных систем. Самая главная задача такой смазки – не допустить возникновения сухого трения, которое является губительным для механизма и может привести к разрушению детали.

### 5.3.3 Комплекс мер по устранению опасностей от материалов и веществ

Для герметичности отделения главной передачи между расточками в перегородках и корпусами подшипников установлены резиновые кольца 9 (см. рис. 5.2), между неподвижными корпусами подшипников и вращающимся валом главной передачи — радиальные самоподжимные сальники 6, между торцами подшипников и фланцами — плоские резиновые кольца.

В днище отделения, где расположены конические шестерни, имеется спускная пробка с магнитом для замены масла и удаления металлических частиц.

Рабочая температура трансмиссионного масла (ТСП-10 ЭФО) колеблется в пределах 75 –90° С, а температура вспышки не ниже 180–200 ° С.

## 5.4 Информация для потребителя

### 5.4.1 Техническое обслуживание главной передачи

Зазор в зацеплении пары шестерен в процессе эксплуатации не регулируется. В случае его увеличения до 2,5 мм необходимо произвести замену обоих шестерен, в виду того, что они являются невзаимозаменяемыми и комплектуются непосредственно на заводах – изготовителях.

В процессе проверки зацепления на краску (при установке новых шестерен) отпечаток должен располагаться в средней части зуба (длина не менее 20 мм). Допустимое смещение отпечатка по высоте зуба составляет не более ¼ высоты про-

					<i>190201.2016.744.00.05 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

филя. Начало отпечатка должно располагаться не дальше 15 мм от торцов зубьев меньшего основания. Также допускается отпечаток в форме пары пятен (длина пятна от 12 мм) с разрывом между пятнами (на длине зуба) – до 12 мм. Недопустимо расположение отпечатка в форме полос только у кромки головки и ножки зуба, а также непосредственно и большого торца зуба.

При замере у большого торца нормальный рабочий зазор между зубьями новой пары шестерен должен составлять 0,2-0,8 мм. Для одной пары шестерен колебание должно быть не более 0,4 мм.

#### 5.4.2 Регулировка зазоров в главной передаче

Осовой зазор вала главной передачи в конических подшипниках должен составлять 0,1-0,2 мм. В случае установки новых шестерен необходимо регулировать зазор (от 0,1 до 0,2 мм) в конических подшипниках. Зазор измеряется в зацеплении конических шестерен, когда вал смещен вправо.

В случае если зазор в зацеплении меньше 0,2 мм – необходимо вынуть несколько регулировочных прокладок под фланцем левого корпуса подшипника, после чего установить их под фланец правого корпуса. Толщина прокладок под фланец левого корпуса при этом должна составлять не менее 1-1,5 мм.

В случае если зазор в зацеплении больше 0,8 мм – необходимо переставить часть прокладок из-под фланца правого корпуса непосредственно под фланец левого корпуса.

Если в подшипниках увеличенный осевой зазор, то следует довести его до нормального путем изменения толщины пакета прокладок только под фланцем левого корпуса подшипника.

#### Вывод по разделу пять

В этом разделе рассмотрены меры по достижению безопасности в среде обитания человека. Безопасность человека определяется отсутствием производственных и непроизводственных аварий, стихийных бедствий и других природ-

					<i>190201.2016.744.00.05 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

ных явлений и опасных факторов, вызывающих травмы или резкое ухудшение здоровья, вредных факторов, вызывающих заболевание человека и снижение его работоспособности.

Наиболее часто производственные травмы происходят при работе на неисправном тракторе и при ремонте трактора. Технические решения по модернизации конструкции трактора Т10 увеличат ресурс его работы, при этом снижается количество и время ремонтных работ и, следовательно, вероятность получения травмы при ремонте.

					<i>190201.2016.744.00.05 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		85

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Для эффективной работы бульдозерного агрегата в первую очередь необходимо проведение ряда конструктивных мероприятий по повышению его производительности и увеличению ресурса. Трансмиссия одна из основных наиболее нагруженных систем трактора, влияющая практически на все его основные показатели. В дипломном проекте предлагается конструктивное изменение главной передачи.

2 В качестве базового трактора выбран Т10М как наиболее полно подходящий по соотношению критериев цена-качество.

3 Основные предлагаемые изменения конструкции:

- разделение масляной ванны КПП и центрального отсека главной передачи (при этом в отсеке будет более чистое масло, не будут попадать частицы износа от КПП);

- изменен материал шестерен, со стали 38ХС на сталь 20ХГНР (увеличена прочность и надежность конструкции);

- ведомая шестерня выполнена из двух частей основы и съемного зубчатого венца (упрощается разборка и сборка, конструкция дешевле - при износе снимается только зубчатый венец, а не вся шестерня);

- использование двупарного зацепления в конической передаче (более надежное соединение с возможностью реализации повышенной нагрузки).

4 Дальнейшее развитие конструкции главной передачи может предусматривать использование:

- многопарного зацепления в конической передаче (еще более надежное соединение с возможностью реализации повышенной нагрузки);

- измененного профиля зуба;

- более высокопрочных сталей с соответствующей закалкой.

5 По результатам расчетов, выполненных в расчетной и экономической части проекта, видно, что внедрение предлагаемых конструктивных изменений

					<i>190201.2016.744.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		86

выгодно. Об этом говорят относительно небольшие инвестиции и довольно большой запас прочности.

6 В разделе безопасности жизнедеятельности приведен ряд рекомендаций, соблюдение которых поможет обеспечить нормальную работу трактора, сохранить здоровье и работоспособность обслуживающему персоналу и окружающим.

					<i>190201.2016.744.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		87

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Абрамов, Ю.А. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т / Ю.А. Абрамов. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
- 2 Белов, С.В. Безопасность жизнедеятельности: учебник для вузов / С.В. Белов. – М.: Высшая школа, 2001. – 485с
- 3 Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
- 4 Заслонов, В.Г. Организационно-экономическая часть дипломного проекта: учеб. пособие / В.Г. Заслонов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 66 с.
- 5 Мельников, В.З. Синтез зубчатых передач с произвольным n-парным зацеплением. – Вестник машиностроения, 2010. – №4. – С.29–31.
- 6 Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Конструкция /Г.И. Гладов, А.В. Вихров, В.В. Кувшинов, В.В. Павлов; под ред. Г.И. Гладова. – М.: Транспорт, 2001. – 272 с.
- 7 Сравнительный качественный анализ технического уровня базовых моделей тракторов ООО "ЧТЗ" и зарубежных фирм. Отчет о НИР №111. – Челябинск, ГосНИИ ПТ, 1997. – 423 с.
- 8 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению. СТО ЮУрГУ 04-2008 / Составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
- 9 Трактор Т-170.01 и его модификации: Техническое описание и инструкция по эксплуатации / ПО "ЧТЗ им. В. И. Ленина". – Челябинск, 1989. – 234 с.
- 10 Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
- 11 Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов/ В.М. Шарипов – М.: Машиностроение, 2004. – 592 с.

					<i>190201.2014.744.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		88

- 12 ГОСТ Р 2.2.2006-05. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификации условий труда. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 28с.
- 13 ГОСТ 12.4.051-87. Средства индивидуальной защиты органов слуха. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 11с.
- 14 ГОСТ 1050-88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 85с.
- 15 ГОСТ 4543-71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 68с.
- 16 ГОСТ 9378-93. Образцы шероховатости поверхностей (сравнения). – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 10с.
- 17 ГОСТ 18878-73. Резцы токарные проходные прямые с пластинами из твердых сплавов. Конструкция и размеры. – М.: Машиностроение, 1974. – 12с.
- 18 ГОСТ 18879-73. Резцы токарные проходные упорные с пластинами из твердых сплавов. Конструкция и размеры. – М.: Машиностроение, 1974. – 13с.
- 19 ГОСТ 19326-73. Передатки зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 75с.
- 20 ГОСТ 19624-74. Передатки зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 26с.
- 21 ГОСТ 21354-87. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128с.
- 22 Пат. 131110 Российская Федерация. Коническая прямозубая передача с трехпарным зацеплением/ О.В. Таратынов, В.З. Мельников, Е.М, Болотина. – опубл. 10.08.2013, Бюл. №22. – 5 с.

					<i>190201.2014.744.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		89



- 23 ППБ 01-03 Правила пожарной безопасности. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 33 с.
- 24 СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы. – М.: Изд-во Минздрав России, 1996. – 15с.
- 25 СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы. – М.: Изд-во Минздрав России, 1997. – 11с.
- 26 Сайт фирмы ОАО «ЧТЗ-Уралтрак». - <http://www.chtz-uraltrac.ru/>.
- 27 Сайт фирмы Komatsu. - <http://www.komatsu.com/>.
- 28 Сайт фирмы Shantui - <http://www.shantuius.ru/>.
- 29 Сайт фирмы Caterpillar - <http://www.caterpillar.com/>.
- 30 <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/1284874>
- 31 <http://www.rpbada.com/uldozersd16>
- 32 <http://hard-machines.ru/buldozery/obzor-buldozerov-katerpillar-caterpillar-cat.html>
- 33 <http://hard-machines.ru/buldozery/buldozery-komatsu-yaponskaya-nadezhnost-tehniki.html>
- 34 Гости и нормативы - электронная библиотека. - <http://www.gostrf.com/>.
- 35 [https://ru.wikipedia.org/wiki/Принципиальная\\_кинематическая\\_схема](https://ru.wikipedia.org/wiki/Принципиальная_кинематическая_схема)
- 36 [http://stanki-katalog.ru/sprav\\_1k62.htm](http://stanki-katalog.ru/sprav_1k62.htm)
- 37 ГОСТ 23652-79. Масла трансмиссионные. Технические условия. – М.: Изд.-во Стандартиформ, 2011. – 10с.
- 38 ГОСТ 12.1.007-76. ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. – М.: Изд.-во Стандартиформ, 2007. – 5с.
- 39 Caterpillar. Справочник по эксплуатационным характеристикам: ред. 41 – USA, Illinois: Caterpillar inc. – SRVD0351-41, 2011. – 1464с.
- 40 Caterpillar. Материалы по выбору узлов трансмиссии: ред. 9 – USA, Illinois: Caterpillar inc., 2009. – 247с.

- 41 ГОСТ 7798-70. Болты с шестигранной головкой и шестигранные гайки диаметром до 48мм. Конструкция и размеры. – М.: Изд.-во стандартов, 2001. – 11с.
- 42 ГОСТ 5915-70. Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры – М.: Изд.-во Стандартиформ, 2010. – 7с.
- 43 ГОСТ 8752-88. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. – М.: Изд.-во стандартов, 1997. – 38с.
- 44 ГОСТ 27365-87. Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры. – М.: Изд.-во стандартов, 1987. – 24с.
- 45 ГОСТ 6402-70. Шайбы пружинные. Технические условия. – М.: Изд.-во Стандартиформ, 2006. – 6с.

					<i>190201.2014.744.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		91