

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»
(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства
(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы
(направленность (профиль) / специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему Модернизация трансмиссии гусеничного тягача-снегоболотохода с целью
повышения технико-эксплуатационных характеристик

Обучающийся

К.Е. Уткин
(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. экон. наук, доцент Л.Л. Чумаков
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2025

Аннотация

Дипломный проект выполнен на тему: «Модернизация трансмиссии гусеничного тягача-снегоболотохода с целью повышения технико-эксплуатационных характеристик».

Цель работы: оптимизация конструкции трансмиссии гусеничного тягача для экстремальных условий эксплуатации (снежные целины, заболоченные территории) с целью повышения надежности, проходимости и топливной экономичности.

Задачи работы:

- анализ эксплуатационных недостатков существующей трансмиссии;
- расчеты бортовой передачи, подшипников шестерни, подшипников колеса;
- оценка тягово-динамических показателей;
- технико-экономическое обоснование модернизации.

Методы исследования:

- теоретический анализ научной и технической литературы,
- компьютерное моделирование (CAD/CAE-системы),
- сравнительная оценка альтернативных технических решений.

Основные результаты: разработана комбинированная трансмиссия с усовершенствованными бортовыми редукторами, модернизированной системой поворота, оптимизированным передаточным отношением

Модернизация позволяет увеличить проходимость в сложных условиях, снизить эксплуатационные затраты, повысить надежность в зимний период.

Проект может быть реализован на тягачах типа «Витязь», «ГАЗ-3344» и их аналогах, применяемых в нефтегазовой отрасли, МЧС и вооруженных силах.

Структура работы включает введение, шесть разделов основного содержания, заключение, список используемой литературы и используемых источников, приложение.

В первом разделе выполнено обоснование выбора конструкции гусеничного тягача снегоболотохода ГТ-СМ для модернизации. Были разработаны несколько направлений модернизации трансмиссии и механизма поворота гусеничного транспортера ГТ-СМ, рассмотрены тактико-технические характеристики гусеничного тягача снегоболотохода.

Во втором разделе выполнен тягово-динамический расчёт гусеничного тягача снегоболотохода.

В третьем разделе выполнен выбор агрегатов гидрообъемной передачи, расчет элементов конструкции.

Четвертый раздел посвящен разработке технологического процесса сборки, представлен выбор оптимального метода, детальная схема выполнения операций.

В пятом разделе проведен комплексный анализ безопасности и экологичности проекта, оценены потенциальные риски для персонала и окружающей среды, разработаны инженерные и организационные меры по их минимизации, предложены решения, обеспечивающие соответствие проекта действующим нормам охраны труда и экологическим стандартам.

В шестом разделе проведена оценка финансовой целесообразности проекта, проведён расчёт ключевых показателей, подтверждающих его рентабельность и окупаемость.

Пояснительная записка на 109 страницах, объем графической части составляет 10 листов формата А1.

Abstract

The title of the graduation work is: «The modernization of the caterpillar snow-and-swamp truck transmission in order to improve the technical and operational characteristics».

The graduation work consists of: an introduction, 6 general parts, a conclusion, a list of references, appendices and a graphic part on 10 A1 sheets.

The key issue of the thesis is the design of the modernized transmission of the caterpillar snow-and-swamp truck in order to improve handling, increase the operational resource and reduce its dimensions and weight.

We touch upon the problem of the necessity to improve the controllability of the caterpillar snow-and-swamp truck by using stepless rotation mechanisms.

The aim of the work is to modernize the caterpillar snow-and-swamp truck transmission in order to improve its technical and operational characteristics.

The graduation work may be divided into several logically connected parts, which are: the justification of the design choice of the «GT-SM» caterpillar snow-and-swamp truck for modernization; the analysis of the several directions of the transmission and rotation mechanism modernization of the «GT-SM» caterpillar truck; the consideration of the tactical and technical characteristics of the caterpillar snow-and-swamp truck; the traction-dynamic calculation of a caterpillar truck; the selection of hydrostatic transmission units; the calculation of the developed structural elements; the determination of the organizational form of the assembly of the modernized transmission, its labor intensity and technological process; the analysis of the safety and environmental friendliness of the project; the substantiation of the economic efficiency of the project.

In conclusion we'd like to stress that the applied solutions in the modernized transmission of the caterpillar snow-and-swamp truck allowed to significantly improve its controllability, including when it works with asymmetric attachments during rectilinear movement or turning.

Содержание

Введение.....	6
1 Состояние вопроса	8
1.1 Обоснование выбора конструкции.....	9
1.2 Тактико-технические характеристики ГТ-СМ.....	10
1.3 Обоснование модернизации трансмиссии тягача	13
1.4 Обоснование модернизации механизма поворота ГТ-СМ	15
2 Тягово-динамический расчет автомобиля	18
2.1 Построение внешней скоростной характеристики.....	19
2.2 Построение динамической характеристики	23
3 Конструкторская часть	37
3.1 Выбор агрегатов гидрообъемной передачи.....	37
3.2 Расчет элементов конструкции.....	41
4 Технологический раздел.....	58
4.1 Выбор рациональной организации технологии сборки	59
4.2 Проектирование технологического процесса сборки согласующего редуктора.....	69
5 Безопасность и экологичность проекта	74
5.1 Структурно-функциональный анализ	76
5.2 Идентификация профессиональных рисков.....	77
5.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков	80
5.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта	86
5.5 Обеспечение экологической безопасности рассматриваемого технологического процесса сборки согласующего редуктора.....	91
6 Экономическая эффективность проекта.....	95
Заключение	102
Список используемой литературы и используемых источников.....	103
Приложение А. Спецификация.....	106

Введение

«Транспортер ГТ-СМ представляет собой многоцелевое гусеничное шасси. Многоцелевые гусеничные шасси (МГШ) – это большая группа быстроходных тягово-транспортных машин, используемых в качестве базы для создания гусеничной техники различного функционального назначения. При этом многоцелевое шасси обычно разрабатывают таким образом, чтобы оно являлось базовой модификацией семейства, то есть машиной, выполняющей вероятные транспортно-тяговые функции (перевозку грузов, пассажиров, буксировку различных прицепных систем) и было конструктивно приспособлено для монтажа на неё различного рабочего оборудования, систем и механизмов, обеспечивающих прямое функциональное и вспомогательное назначение» [1].

«Многоцелевые гусеничные шасси появились в результате развития быстроходных тягово-транспортных машин и приспособления их для использования в различных отраслях народного хозяйства.

Первоначально в 1940-1950-х гг. быстроходные гусеничные машины были созданы для конкретных транспортно-тяговых задач – это были гусеничные тягачи, предназначавшиеся только для буксировки тяжелых прицепов, и гусеничные транспортеры – для перевозки людей и грузов в условиях бездорожья и труднопроходимой местности. В 60-70-х гг. функции машин этих двух типов были соединены и разработаны транспортеры-тягачи многоцелевого назначения. Дальнейшим этапом развития явилось создание многоцелевых гусеничных шасси, которые по своему конструктивному исполнению обеспечили создание практически неограниченного количества модификаций различного типа и назначения для выполнения весьма разнообразных задач. В результате стало возможным комплектовать всем необходимым оборудованием различные передвижные базы.

Значительная интенсификация и расширение сфер использования многоцелевых гусеничных машин произошли в результате конверсии в 1990-

х гг., когда их стали широко применять в интересах народного хозяйства в качестве специальных транспортно-тяговых средств» [6].

«В последние годы многоцелевая гусеничная техника развивается ускоренными темпами. Это является, в определённой степени, результатом развития теории этих машин, которая включает в себя как основы общетехнических наук и базовые положения теории автомобиля и трактора, так и новые теоретические разработки по обоснованию параметров и конструктивных решений принципиально новых систем, присущих многоцелевым гусеничным шасси. Особенно это относится к обоснованию и оптимизации общих параметров шасси, их силовых установок, трансмиссий, ходовой части, систем обеспечения транспортно-тяговых работ и возможности эксплуатации машин в суровых и даже экстремальных природно-климатических условиях.

При этом с учетом многообразия дорожных факторов широкое использование получили вероятностные методы оценки и учёта, что позволяет уже на стадии проектирования определить эффективность создаваемых машин и сопоставить их с известными образцами» [13].

Высокая эффективность многоцелевых гусеничных шасси в тех отраслях народного хозяйства, где они уже находят применение, их большие потенциальные возможности, обусловленные совершенством конструкции и приспособленностью к выполнению многоцелевых функций в различных дорожно-климатических условиях, предопределяют их дальнейшее развитие и длительную перспективу производства и эксплуатации.

1 Состояние вопроса

Средний гусеничный транспортер ГТ-СМ (рисунок 1) представляет собой плавающую машину высокой проходимости, снабженную двухместной кабиной и платформой, оборудованной скамейками и съемным тентом из дублированной ткани. Транспортер предназначен для перевозки личного состава, разных грузов, буксировки прицепов массой до двух тонн, эвакуации раненых и других потребностей войск, а также для перевозки людей и народнохозяйственных грузов.



Рисунок 1 – Общий вид средне гусеничного транспортера ГТ-СМ

Транспортер рассчитан на эксплуатацию и безгаражное хранение при температуре окружающего воздуха от плюс 40 до минус 50°C.

ГТ-СМ остаётся востребованным транспортером благодаря своей надежности и проходимости. Несмотря на устаревшую конструкцию, модернизации (например, установка новых дизелей) продлевают его эксплуатацию.

1.1 Обоснование выбора конструкции

Транспортёр ГТ-СМ является машиной особо легкой категории по массе.

Предлагаемая машина могла бы при соответствующих комплектациях использоваться:

- для охраны и защиты Государственной границы РФ на участках застав различной протяжённости в районах с труднопроходимой местностью и суровыми природно-климатическими условиями;
- для вооружения аварийно-спасательных сил Российской системы предупреждения чрезвычайных ситуаций при проведении аварийно-спасательных работ, передачи данных о масштабах аварии, оповещения населения об опасности в районах промышленных, транспортных и коммунальных аварий природного и техногенного характера, а так же и оказания первой медицинской помощи пострадавшим, доставки их в центры реабилитации в условиях бездорожья;
- для оснащения медицинских подразделений с обеспечением оказания экстренной врачебной помощи пострадавшим непосредственно в машине и в процессе их транспортировки, включая диагностику состояния, поддержания объёма циркулирующей крови, восстановления проходимости дыхательных путей, искусственную вентиляцию лёгких.

Немаловажное значение имеют и те обстоятельства, что при создании машины могли бы быть использованы автомобильные детали узлы и агрегаты массового производства с малой трудоёмкостью изготовления, а сосредоточение изготовления оригинальных деталей, агрегатов в цехах специализированного завода гусеничных тягачей. Это позволило бы организовать для выпуска семейства гусеничных машин

высокоэффективное крупносерийное производство на современном уровне с высокими тактико-экономическими показателями.

1.2 Тактико-технические характеристики ГТ-СМ

Основные тактико-технические характеристики ГТ-СМ приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Тактико-технические характеристики ГТ-СМ

Параметр или характеристика	Значение
Масса ГТ-СМ в снаряженном состоянии (без механика-водителя, экипажа и груза на платформе, но с комплектом ЗИП и полной заправкой ГСМ), кг	8000
Грузоподъемность, кг	1000
Число мест для размещения личного состава, включая механика-водителя	
– в кабине	2
– в десантном отделении	10
Габаритные размеры, мм	
– длина	5720
– ширина	2570
– высота	2080
Колея, мм	2180
База, мм	3600
Дорожный просвет, мм	380
Среднее удельное давление гусеницы на грунт, МПа	0,017
Максимальная скорость движения по шоссе машины с полной нагрузкой, км/час	70,0
Минимальная скорость движения, км/час	5,0
Средняя скорость движения по сухой грунтовой дороге удовлетворительного состояния, км/час	55,0
Максимальная скорость на плаву в спокойной воде, км/ч	5-6
Запас хода по контрольному расходу топлива шоссе, км	400
Преодоление подъема на сухом задерненном грунте (с полной нагрузкой), °	35
Допустимый боковой крен, °	25
Гарантированный срок службы	
– по пробегу, км	8000
– по времени, лет	10

Трансмиссия гусеничного тягача ГТ-СМ состоит из сцепления, коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи и бортовых передач.

«Трансмиссия в целом представляет собой комплекс устройств для передачи и преобразования энергии от ее источника к потребителю (или потребителям) в удобном для них виде. Они должны соответствовать определенным эксплуатационным и производственным требованиям:

- должны обеспечивать надежную связь с двигателем и отсоединение от него, в зависимости от технологии работы;
- иметь возможность изменения общего передаточного числа в зависимости от изменения тягового сопротивления движению машины;
- должны иметь возможность изменения направления вращения ведущих колес машины при неизменном направлении вращения вала двигателя для получения заднего хода, а также соотношения частот вращения левого и правого ведущих колес при движении на повороте, по неровностям пути;
- обеспечивать отбор части мощности двигателя на привод рабочих органов систем по обслуживанию гидросистем машины;
- конструктивно быть компактными, иметь ограниченные габаритные размеры корпусов сборочных единиц (агрегатов), способных передавать большие мощности, иметь достаточно высокие КПД и долговечность, низкую трудоемкость технического обслуживания и хорошую ремонтпригодность» [1].

В качестве энергетической установки на гусеничном тягаче ГТ-СМ используется четырехтактный бензиновый карбюраторный двигатель, развивающий в максимальном режиме работы мощность 176,6 кВт и момент 722,45 Н·м. Этот момент передается через однодисковое постоянно замкнутое сцепление сухого трения на первичный вал коробки передач. На

ГТ-СМ используется механическая четырехступенчатая соосная коробка передач. Первичный вал коробки передач изготовлен заодно с косозубой шестерней. На переднем конце вторичного вала на шлицах установлен синхронизатор, который служит для легкого и безударного включения третьей и четвертой передач. В средней части вторичного вала вращаются шестерни третьей и четвертой передач, а по шлицам перемещается шестерня первой передачи и заднего хода. Все шестерни, кроме шестерен первой передачи и заднего хода, находятся в постоянном зацеплении. В коробке передач момент изменяется по величине в зависимости от выбранной передачи и по направлению, при включении передачи заднего хода.

Момент от коробки передач поступает к раздаточной коробке, которая представляет собой двухступенчатый редуктор, закрепленный на заднем торце картера коробки передач. Внутри картера смонтированы на двух валах три шестерни. Ведущие шестерни устанавливаются на шлицевом конце вторичного вала коробки передач, который одновременно является ведущим валом раздаточной коробки. Ведомая шестерня, установленная на ведомом валу, выполнена в виде скользящего блока шестерен с двумя венцами. На шлицевом конце ведомого вала установлена скользящая вилка карданного вала, который передает момент от раздаточной коробки к главной передаче. Карданный вал открытый, сдвоенный, двухшарнирный, с крестовинами на игольчатых подшипниках.

Главная передача, бортовые фрикционы и тормоза составляют один общий агрегат, который служит для увеличения крутящего момента, поворота и торможения транспортера. «Ведущая шестерня главной передачи выполнена заодно с ведущим валом. Ведомая шестерня посажена на шлицы ведомого вала. Для регулировки зацепления и затяжки подшипников имеются регулировочные прокладки. Бортовые фрикционы смонтированы на ведомом валу главной передачи, по одному с каждой стороны и составляют с главной передачей один общий агрегат» [7].

Бортовые фрикционы служат для передачи крутящего момента от главной передачи к бортовым передачам и для отключения ведущих колес от главной передачи при поворотах и торможении машины. На транспортере применены многодисковые фрикционы сухого трения со стальными дисками. Для остановки транспортера используются ленточные, двойные тормоза плавающего типа.

С ведомого вала главной передачи крутящий момент через карданные валы поступает на ведущий вал бортовой передачи. На ГТ-СМ установлены одноступенчатые бортовые передачи, которые служат для увеличения крутящего момента, подводимого к ведущим звездочкам. Правая и левая бортовые передачи отличаются друг от друга только наличием у левой бортовой передачи привода к спидометру.

1.3 Обоснование модернизации трансмиссии тягача

На транспортере ГТ-СМ в качестве механизма поворота используются бортовые фрикционы, которые обеспечивают один фиксированный радиус. Промежуточные радиусы получаются при проскальзывании ведомых дисков фрикциона относительно ведущих дисков, что требует от водителя высоких навыков вождения для точного прохождения поворота. Поскольку при промежуточных режимах работы бортовых фрикционов отсутствует жесткая кинематическая связь между частотами вращения забегающего и отстающего бортов, то на таких режимах снижается управляемость машины. К тому же такие условия работы бортовых фрикционов приводят к повышенному износу дисков, а, следовательно, к снижению долговечности.

В настоящее время с увеличением удельной мощности и скорости перемещения гусеничной машины повысились требования к точности выполнения маневров и к качеству криволинейного движения. Здесь под высокой управляемостью понимается строгое соответствие траектории

движения машины перемещению органа управления или силе воздействия на него, которые задаются водителем на основании полученной им информации об условиях движения. Требуемое качество регулирования реакции скорости машины по кривизне траектории стало одним из основных. Именно это требование вынуждает отказаться от прежнего способа управления криволинейным движением машины силовым воздействием на гусеницы с помощью привычных ступенчатых механизмов поворота и обратиться к механизму бесступенчатого регулирования, соотношения между угловыми скоростями ведущих колес.

Абсолютное большинство гусеничных машин (за исключением сочлененных) поворачиваются путем регулирования либо сил тяги гусениц, либо соотношения величин скоростей гусениц, производимого специальным механизмом трансмиссии – механизмом поворота (далее – МП). Несмотря на почти столетнее развитие гусеничных машин особенностью применяемых ныне МП является отсутствие единообразия и широкое развитие их схем и конструкций.

В отечественном тракторостроении наибольшее распространение получили бортовые фрикционы (далее – БФ) и одноступенчатые планетарные механизмы поворота (далее – ОПМП). За границей наблюдается тенденция к установке наряду с перечисленными механизмами поворота и механизмов поворота типа двойной дифференциал.

У отечественных быстроходных транспортных гусеничных машин – снегоболотоходов в качестве механизмов поворота применяются наряду с БФ и более сложные многорадиусные механизмы поворота с двойным подводом мощности.

Весьма широко многообразие схем и конструкций МП танков. Это объясняется, по-видимому, тем, что значительно более высокие их массы и скорости движения, по сравнению с относительно более легкими и тихоходными тракторами, требуют улучшения качества криволинейного движения в большей степени, для повышения одного из важнейших боевых

свойств – маневренности. Недостатки применяющихся механизмов поворота в условиях эксплуатации танков проявляются быстрее. Вместе с тем, ни одна из схем применяющихся механизмов поворота гусеничных машин не получила всеобщего признания, что свидетельствует прежде всего об общности их принципиальных недостатков.

Наиболее полное решение проблемы управляемости гусеничных машин состоит в использовании бесступенчатых механизмов поворота (далее – БМП), которые в любом режиме регулирования является системой с одной степенью свободы и поэтому устанавливает строгое соответствие между положением органа управления и кривизной поворота гусеничных машин.

Наиболее просты по конструкции БМП – фрикционные. Наиболее сложны – гидравлические.

Основные варианты модернизации трансмиссии и механизма поворота гусеничного транспортера ГТ-СМ следующие:

- применение многодискового фрикционного вариатора в качестве механизма поворота;
- модернизация главной передачи.

1.4 Обоснование модернизации механизма поворота ГТ-СМ

«Механизм поворота предназначен для регулирования скоростей движения гусениц и позволяет гусеничным машинам выполнять повороты.

Требования, предъявляемые к механизмам поворота, помимо общих требований к агрегатам трансмиссии являются следующими:

- обеспечение устойчивого прямолинейного движения гусеничной машины;
- обеспечение плавного входа гусеничной машины в поворот и плавного выхода из него;
- малые внутренние потери мощности в МП;

- отсутствие значительной дополнительной загрузки двигателя при повороте гусеничной машины» [13].

Недостатки БМП в целом определяются недостатками собственно бесступенчатых передач и проблема их устранения связана с проблемой создания надежной и долговечной бесступенчатой передачи.

Наряду с известными преимуществами (КПД, малые габариты и масса) гидрообъемные передачи имеют следующие недостатки: сложность производства и связанная с этим высокая стоимость изготовления, сложность ремонта, необходимость в установке теплообменников с высокой поглощающей способностью (до 30% входной мощности). Повышенная вероятность отказа из-за: перегрева, загрязнения рабочей жидкости, исчезновения подпитки системы.

Указанные передачи эффективны при достаточно высоких давлениях рабочей жидкости в системе, в связи с чем возникают трудности в подборе материалов для гидроприводов высокого давления. В процессе эксплуатации снижение объемного КПД по мере износа плунжеров и гильз ухудшает экономичность передачи.

Среди механических бесступенчатых передач известны только импульсные и фрикционные.

Импульсные механические бесступенчатые передачи не получили распространения. Причина этого в том, что работоспособность муфт свободного хода, как неотъемлемой части этих передач, не может выдержать резко динамический режим выпрямления импульса. Требуется абсолютная уравновешенность этих передач и наличие упругих элементов, смягчающих жесткость силовой передачи.

Наиболее простым и дешевым среди бесступенчатых передач являются фрикционные, имеющие широкое распространение в общем машиностроении. Однако, существенные трудности на пути создания фрикционной бесступенчатой передачи по надежности, долговечности, компактности и весовым показателям конкурентоспособной зубчатой

передаче не позволяли создать промышленных образцов этих передач применительно к трансмиссии транспортных машин.

Из всех вариантов фрикционных передач, многоконтактная передача является наиболее заманчивой в виду возможности увеличения числа фрикционных пар с одновременным снижением удельных нагрузок.

Большим преимуществом этих передач перед другими фрикционными является малая потребная сила осевого нажатия, обеспечивающая получение минимальных площадок контакта рабочих тел, ведет к повышению геометрического КПД передачи.

Выводы по разделу.

В разделе выполнено обоснование выбора конструкции гусеничного тягача снегоболотохода ГТ-СМ для модернизации. Были разработаны несколько направлений модернизации трансмиссии и механизма поворота гусеничного транспортера ГТ-СМ:

- применение многодискового фрикционного вариатора в качестве механизма поворота;
- модернизация главной передачи.

Рассмотрены тактико-технические характеристики гусеничного тягача снегоболотохода ГТ-СМ.

2 Тягово-динамический расчет автомобиля

«Для построения тяговой характеристики транспортного средства необходимо знать:

1. Параметры двигателя:

- максимальную эффективную мощность: $N_{\text{етак}}$, принимается равной 176,6 кВт;
- частоту вращения коленчатого вала двигателя в режиме максимальной мощности n_N , принимается равной 2100 мин⁻¹;
- частоту вращения коленчатого вала двигателя в режиме максимального крутящего момента n_M , принимается равной 1500 мин⁻¹» [6].

2. Полную массу машины M , принимается равной 11600 кг.

3. Массу буксируемого прицепа: $M_{\text{пц}}$, принимается равной 6500 кг.

4. Передаточные числа коробки передач, $U_{\text{кп}}$:

- 1-я передача – 8,9;
- 2-я передача – 4,425;
- 3-я передача – 2,12;
- 4-я передача – 1,18;
- 5-я передача – 0,828;
- 6-я передача – 0,616.

5. Передаточное число бортового редуктора $U_{\text{бр}}$, принимается равным 6,0.

6. Передаточное число главной передачи $U_{\text{гп}}$, принимается равным 1,0.

7. Радиус ведущего колеса $r_{\text{вк}}$, принимается равным 0,270 м.

8. Дорожные условия f , принимается равным 0,05 (луговина).

9. Приведённый момент инерции двигателя и ведущих деталей сцепления: $I_{\text{д}}$, принимается равным 2,450 кг·м.

10. Коэффициент запаса сцепления β , принимается равным 2,4.

11. Коэффициент потерь мощности в моторной установке d , принимается равным 0,1.

Все данные, неизвестные, но необходимые при расчётах, будем принимать в зависимости от технических характеристик двигателя ЯМЗ-238В.

2.1 Построение внешней скоростной характеристики

Определяем текущую мощность двигателя.

Оценим коэффициент приспособляемости двигателя, для определения установлен ли на нем корректор:

$$K_{np} = \frac{\pi M_{e\max} n_N}{N_{e\max} \cdot 3 \cdot 10^4}, \quad (1)$$

$$K_{np} = \frac{3,14 \cdot 883 \cdot 2100}{176,6 \cdot 3 \cdot 10^4} = 1,099.$$

K_{np} меньше 1,1, принимаем, что корректор топлива отсутствует.

Определим коэффициент приспособляемости по частоте вращения вала двигателя:

$$K_v = \frac{n_N}{n_M}, \quad (2)$$

$$K_v = \frac{2100}{1500} = 1,4.$$

Определим эмпирические коэффициенты:

$$a = \frac{K_{np} \cdot K_V \cdot (2 - K_V) - 1}{K_V \cdot (2 - K_V) - 1}, \quad (3)$$

$$a = \frac{1,099 \cdot 1,4 \cdot (2 - 1,4) - 1}{1,4 \cdot (2 - 1,4) - 1} = 0,48.$$

$$b = \frac{2 \cdot K_V \cdot (1 - K_{np}) - 1}{K_V \cdot (2 - K_V) - 1}, \quad (4)$$

$$b = \frac{2 \cdot 1,4 \cdot (1 - 1,099) - 1}{1,4 \cdot (2 - 1,4) - 1} = 1,73.$$

$$c = a + b - 1, \quad (5)$$

$$c = 0,48 + 1,73 - 1 = 1,21.$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется в диапазоне от 500 до 2100 мин⁻¹:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (6)$$

$$N_{e1} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{500}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{500}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{500}{2100} \right)^3 \right] = 34,61 \text{ кВт},$$

$$N_{e2} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{700}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{700}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{700}{2100} \right)^3 \right] = 54,21 \text{ кВт},$$

$$N_{e3} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{900}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{900}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{900}{2100} \right)^3 \right] = 75,76 \text{ кВт},$$

$$N_{e4} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{1100}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{1100}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{1100}{2100} \right)^3 \right] = 97,48 \text{ кВт},$$

$$N_{e5} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{1300}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{1300}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{1300}{2100} \right)^3 \right] = 118,85 \text{ кВт},$$

$$N_{e6} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{1500}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{1500}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{1500}{2100} \right)^3 \right] = 138,63 \text{ кВт},$$

$$N_{e7} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{1800}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{1800}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{1800}{2100} \right)^3 \right] = 162,47 \text{ кВт},$$

$$N_{e7} = 176,6 \cdot \left[0,48 \cdot \frac{2100}{2100} + 1,73 \cdot \left(\frac{2100}{2100} \right)^2 - 1,21 \cdot \left(\frac{2100}{2100} \right)^3 \right] = 176,6 \text{ кВт}.$$

Определим мощности потерь в силовой установке:

$$N_{my} = dN_{e\max} \left(\frac{n}{n_N} \right)^3, \quad (7)$$

$$N_{my1} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{500}{2100} \right)^3 = 0,238 \text{ кВт},$$

$$N_{my2} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{700}{2100} \right)^3 = 0,654 \text{ кВт},$$

$$N_{my3} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{900}{2100} \right)^3 = 1,39 \text{ кВт},$$

$$N_{my4} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{1100}{2100} \right)^3 = 2,53 \text{ кВт},$$

$$N_{my5} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{1300}{2100} \right)^3 = 4,18 \text{ кВт},$$

$$N_{my6} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{1500}{2100} \right)^3 = 6,43 \text{ кВт},$$

$$N_{my7} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{1800}{2100} \right)^3 = 11,12 \text{ кВт},$$

$$N_{my8} = 0,1 \cdot 176,6 \cdot \left(\frac{2100}{2100} \right)^3 = 17,66 \text{ кВт.}$$

Определим свободную мощность двигателя:

$$N_{\partial} = N_e - N_{my}, \quad (8)$$

$$N_{\partial 1} = 34,61 - 0,238 = 34,37 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 2} = 54,21 - 0,654 = 53,56 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 3} = 75,76 - 1,39 = 74,37 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 4} = 97,48 - 2,538 = 94,94 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 5} = 118,85 - 4,189 = 114,66 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 6} = 138,63 - 6,435 = 132,19 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 7} = 162,47 - 11,121 = 151,35 \text{ кВт,}$$

$$N_{\partial 8} = 176,6 - 17,66 = 158,94 \text{ кВт.}$$

Определим свободный крутящий момент двигателя:

$$M_{\partial} = \frac{30000 \cdot N_{\partial}}{\pi n}, \quad (9)$$

$$M_{\partial 1} = \frac{30000 \cdot 34,37}{3,14 \cdot 500} = 656,51 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

$$M_{\partial 2} = \frac{30000 \cdot 53,56}{3,14 \cdot 700} = 731,05 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

$$M_{\partial 3} = \frac{30000 \cdot 74,37}{3,14 \cdot 900} = 789,1 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

$$M_{\partial 4} = \frac{30000 \cdot 94,94}{3,14 \cdot 1100} = 824,65 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

$$M_{\partial 5} = \frac{30000 \cdot 114,66}{3,14 \cdot 1300} = 842,27 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\partial 6} = \frac{30000 \cdot 132,19}{3,14 \cdot 1500} = 841,58 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\partial 7} = \frac{30000 \cdot 151,35}{3,14 \cdot 1800} = 803,34 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\partial 8} = \frac{30000 \cdot 158,94}{3,14 \cdot 2100} = 722,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.2 Построение динамической характеристики

Выполним расчёт КПД и передаточного отношения трансмиссии.

«Определим КПД и передаточное отношение трансмиссии:

$$\eta_{mp} = (\eta_{\text{ц}})^{n_1} \cdot (\eta_{\text{к}})^{n_2} \cdot (\eta_{\text{кард}})^{n_3}, \quad (10)$$

где n_1 , n_2 и n_3 – число пар цилиндрических, конических и карданных передач соответственно, определяем из кинематической схемы в одном потоке мощности» [24].

КПД планетарного механизма:

$$\eta_0 = 0,99 \cdot 0,97 = 0,96.$$

КПД трансмиссии в таком случае:

$$\eta_{mp} = 0,98^1 \cdot 0,97 \cdot 0,96^2 = 0,876.$$

«КПД трансмиссии на всех передачах одинаковый, поскольку мы ведем расчет в одном потоке мощности и имеем одинаковое число пар цилиндрических, конических карданных передач и планетарных механизмов» [24].

Определим передаточные числа трансмиссии:

$$U_{mp} = U_{kn} \cdot U_{\delta p} \cdot U_{zn}, \quad (11)$$

$$U_{mp1} = 8,9 \cdot 6 \cdot 1 = 53,4,$$

$$U_{mp2} = 4,4 \cdot 6 \cdot 1 = 26,5,$$

$$U_{mp3} = 2,12 \cdot 6 \cdot 1 = 12,7,$$

$$U_{mp4} = 1,18 \cdot 6 \cdot 1 = 7,08,$$

$$U_{mp5} = 0,8 \cdot 6 \cdot 1 = 4,96,$$

$$U_{mp6} = 0,61 \cdot 6 \cdot 1 = 3,69.$$

Определим скорости транспортного средства в зависимости от передачи и частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$V = 0,377 \frac{n \cdot r_{\theta k}}{U_{mpi}}. \quad (12)$$

1-ая передача:

$$V_1 = 0,377 \frac{500 \cdot 0,27}{53,4} = 0,955 \text{ км/ч},$$

$$V_2 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,27}{53,4} = 1,337 \text{ км/ч},$$

$$V_3 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,27}{53,4} = 1,719 \text{ км/ч},$$

$$V_4 = 0,377 \frac{1100 \cdot 0,27}{53,4} = 2,101 \text{ км/ч},$$

$$V_5 = 0,377 \frac{1300 \cdot 0,27}{53,4} = 2,483 \text{ км/ч},$$

$$V_6 = 0,377 \frac{1500 \cdot 0,27}{53,4} = 2,865 \text{ км/ч},$$

$$V_7 = 0,377 \frac{1800 \cdot 0,27}{53,4} = 3,438 \text{ км/ч},$$

$$V_8 = 0,377 \frac{2100 \cdot 0,27}{53,4} = 4,011 \text{ км/ч}.$$

2-ая передача:

$$V_1 = 0,377 \frac{500 \cdot 0,27}{26,55} = 1,915 \text{ км/ч},$$

$$V_2 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,27}{26,55} = 2,681 \text{ км/ч},$$

$$V_3 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,27}{26,55} = 3,447 \text{ км/ч},$$

$$V_4 = 0,377 \frac{1100 \cdot 0,27}{26,55} = 4,213 \text{ км/ч},$$

$$V_5 = 0,377 \frac{1300 \cdot 0,27}{26,55} = 4,979 \text{ км/ч},$$

$$V_6 = 0,377 \frac{1500 \cdot 0,27}{26,55} = 5,745 \text{ км/ч},$$

$$V_7 = 0,377 \frac{1800 \cdot 0,27}{26,55} = 6,894 \text{ км/ч},$$

$$V_8 = 0,377 \frac{2100 \cdot 0,27}{22,5} = 8,043 \text{ км/ч.}$$

3-ая передача:

$$V_1 = 0,377 \frac{500 \cdot 0,27}{12,72} = 4,0 \text{ км/ч,}$$

$$V_2 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,27}{12,72} = 5,6 \text{ км/ч,}$$

$$V_3 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,27}{12,72} = 7,2 \text{ км/ч,}$$

$$V_4 = 0,377 \frac{1100 \cdot 0,27}{12,72} = 8,8 \text{ км/ч,}$$

$$V_5 = 0,377 \frac{1300 \cdot 0,27}{12,72} = 10,4 \text{ км/ч,}$$

$$V_6 = 0,377 \frac{1500 \cdot 0,27}{12,72} = 12,0 \text{ км/ч,}$$

$$V_7 = 0,377 \frac{1800 \cdot 0,27}{12,72} = 14,4 \text{ км/ч,}$$

$$V_8 = 0,377 \frac{2100 \cdot 0,27}{12,72} = 16,8 \text{ км/ч.}$$

4-ая передача:

$$V_1 = 0,377 \frac{500 \cdot 0,27}{7,08} = 7,185 \text{ км/ч,}$$

$$V_2 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,27}{7,08} = 10,059 \text{ км/ч,}$$

$$V_3 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,27}{7,08} = 12,933 \text{ км/ч},$$

$$V_4 = 0,377 \frac{1100 \cdot 0,27}{7,08} = 15,807 \text{ км/ч},$$

$$V_5 = 0,377 \frac{1300 \cdot 0,27}{7,08} = 18,681 \text{ км/ч},$$

$$V_6 = 0,377 \frac{1500 \cdot 0,27}{7,08} = 21,55 \text{ км/ч},$$

$$V_7 = 0,377 \frac{1800 \cdot 0,27}{7,08} = 25,86 \text{ км/ч},$$

$$V_8 = 0,377 \frac{2100 \cdot 0,27}{7,08} = 30,17 \text{ км/ч}.$$

5-ая передача:

$$V_1 = 0,377 \frac{500 \cdot 0,27}{4,968} = 10,245 \text{ км/ч},$$

$$V_2 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,27}{4,968} = 14,343 \text{ км/ч},$$

$$V_3 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,27}{4,968} = 18,441 \text{ км/ч},$$

$$V_4 = 0,377 \frac{1100 \cdot 0,27}{4,968} = 22,539 \text{ км/ч},$$

$$V_5 = 0,377 \frac{1300 \cdot 0,27}{4,968} = 26,637 \text{ км/ч},$$

$$V_6 = 0,377 \frac{1500 \cdot 0,27}{4,968} = 30,735 \text{ км/ч},$$

$$V_7 = 0,377 \frac{1800 \cdot 0,27}{4,968} = 36,882 \text{ км/ч},$$

$$V_8 = 0,377 \frac{2100 \cdot 0,27}{4,968} = 43,029 \text{ км/ч.}$$

6-ая передача:

$$V_1 = 0,377 \frac{500 \cdot 0,27}{3,696} = 13,77 \text{ км/ч,}$$

$$V_2 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,27}{3,696} = 19,278 \text{ км/ч,}$$

$$V_3 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,27}{3,696} = 24,786 \text{ км/ч,}$$

$$V_4 = 0,377 \frac{1100 \cdot 0,27}{3,696} = 30,294 \text{ км/ч,}$$

$$V_5 = 0,377 \frac{1300 \cdot 0,27}{3,696} = 35,802 \text{ км/ч,}$$

$$V_6 = 0,377 \frac{1500 \cdot 0,27}{3,696} = 41,31 \text{ км/ч,}$$

$$V_7 = 0,377 \frac{1800 \cdot 0,27}{3,696} = 49,572 \text{ км/ч,}$$

$$V_8 = 0,377 \frac{2100 \cdot 0,27}{3,696} = 57,834 \text{ км/ч.}$$

Определим удельную силу тяги на ведущем колесе для расчёта динамического фактора:

$$f_a = \frac{N_a \eta_{mpi}}{GV_i}. \quad (13)$$

Результаты расчета сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Результаты расчета удельной силы тяги на ведущем колесе

Передача	Удельная сила тяги на ведущем колесе							
	$f_{авк1}$	$f_{авк2}$	$f_{авк3}$	$f_{авк4}$	$f_{авк5}$	$f_{авк6}$	$f_{авк7}$	$f_{авк8}$
I	0,999	1,112	1,201	1,253	1,28	1,279	1,221	1,099
II	0,495	0,555	0,599	0,625	0,638	0,638	0,609	0,548
III	0,238	0,265	0,286	0,299	0,306	0,307	0,291	0,262
IV	0,131	0,147	0,159	0,166	0,17	0,17	0,162	0,146
V	0,091	0,103	0,112	0,117	0,119	0,119	0,114	0,102
VI	0,069	0,077	0,083	0,087	0,089	0,089	0,085	0,076

Определим КПД гусеничного движителя:

$$\eta_{\text{гд}} = (1 - a_0) - f_{\text{авк}i}^{-1} \cdot [(a_1 + a_2)V_i^2]. \quad (14)$$

Так как МТ-Л имеет открытые металлические шарниры (ОМШ), то принимаем коэффициенты: a_0 равным 0,05, a_1 равным 0,025, a_2 равным 0,000003.

Результаты расчета сводим в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчета КПД

Передача	Удельная сила тяги на ведущем колесе							
	$\eta_{\text{гд}1}$	$\eta_{\text{гд}2}$	$\eta_{\text{гд}3}$	$\eta_{\text{гд}4}$	$\eta_{\text{гд}5}$	$\eta_{\text{гд}6}$	$\eta_{\text{гд}7}$	$\eta_{\text{гд}8}$
I	0,925	0,928	0,929	0,93	0,931	0,931	0,93	0,927
II	0,9	0,905	0,908	0,910	0,911	0,911	0,909	0,904
III	0,845	0,855	0,862	0,866	0,868	0,867	0,862	0,852
IV	0,76	0,778	0,79	0,795	0,797	0,795	0,783	0,76
V	0,672	0,701	0,718	0,723	0,722	0,716	0,695	0,651
VI	0,58	0,611	0,627	0,631	0,626	0,612	0,569	0,489

Определим удельную силу тяги по двигателю для определения динамического фактора. Ввиду незначительной скорости движения на всех передачах (менее 60 км/ч) при определении динамического фактора пренебрегаем сопротивлением воздуха из-за его малости.

В этом случае динамический фактор будет равняться удельной силе тяги по двигателю.

$$f_{\partial} = D_{ni} = \frac{f_{авкi} \cdot \eta_{з\partial i} \cdot G}{G + G'} (1 - a_0)^{-1} \cdot [(a_1 + a_2) V_i^2], \quad (15)$$

где G – вес тягача;

G' – вес прицепа.

Результаты расчета сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Результаты расчета КПД

Передача	Удельная сила тяги на ведущем колесе							
	$f_{\partial 1}$	$f_{\partial 2}$	$f_{\partial 3}$	$f_{\partial 4}$	$f_{\partial 5}$	$f_{\partial 6}$	$f_{\partial 7}$	$f_{\partial 8}$
I	0,592	0,661	0,714	0,746	0,763	0,763	0,728	0,653
II	0,285	0,322	0,348	0,36	0,372	0,372	0,355	0,317
III	0,128	0,145	0,158	0,166	0,17	0,17	0,161	0,143
IV	0,064	0,073	0,08	0,084	0,087	0,087	0,081	0,071
V	0,039	0,046	0,051	0,054	0,055	0,054	0,051	0,042
VI	0,026	0,03	0,033	0,035	0,036	0,035	0,031	0,024

Определим коэффициент сопротивления движению.

Расчёт производим методом перебора, изменяя значение α , угла наклона местности. Расчёты производим до значения ψ , превышающего D_{max} на первой передаче:

$$\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (16)$$

Результаты расчета сводим в таблицу 5.

Таблица 5 – Результаты расчета коэффициента сопротивления движению

Коэффициент сопротивления движению											
ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_5	ψ_6	ψ_7	ψ_8	ψ_9	ψ_{10}	ψ_{11}	ψ_{12}
0,05	0,137	0,223	0,307	0,389	0,546	0,543	0,614	0,681	0,742	0,447	0,763

Выполним расчёт требуемого коэффициента сцепления.

$$\varphi = (f + \operatorname{tg} \alpha) \cdot \frac{G + G'}{G}, \quad (15)$$

Результаты расчета сводим в таблицу 6.

Таблица 6 – Результаты расчета коэффициента сопротивления движению

Коэффициент сопротивления движению					
φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6
0,078	0,214	0,353	0,496	0,646	0,763

Рассматривая характеристику зависимости скорости от динамического фактора и графики функций $\psi = \psi(\alpha)$ и $\varphi = \varphi(\alpha)$, определяем угол подъёма, который может преодолеть транспортное средство по ψ коэффициенту сопротивления движению и по φ требуемому коэффициенту сцепления с дорогой, а также определяем максимальную скорость, которую может развить ТС в данных дорожных условиях.

Построение характеристики приёмистости транспортного средства.

«Разгон на каждой передаче, в том числе и при трогании с места, имеет три этапа. Первый этап – с момента включения сцепления до момента окончания его буксования. Второй этап – с момента окончания буксования сцепления до максимальной скорости на данной передаче. Третий этап – при переключении на повышенную передачу, когда сцепление выключено, и машина движется по инерции. Процесс замедления продолжается до момента включения сцепления на следующей передаче.

Предварительно сделаем некоторые допущения:

- полное включение сцепления происходит мгновенно;
- двигатель работает в момент включения сцепления в режиме максимальной мощности;
- внешние условия в процессе разгона постоянны;
- после включения сцепления момент трения сцепления в процессе буксования его дисков не изменяется;

- момент подводимый от двигателя к ведущим деталям сцепления при его буксовании постоянный» [20].

Первая передача, первый этап разгона.

Ускорение определяем из дифференциального уравнения движения транспортного средства:

$$X_1 = \frac{g}{\delta_n} (\beta D_{\max 1} - \psi), \quad (16)$$

$$\delta_n = \frac{\delta G + \delta' G'}{G + G'}, \quad (17)$$

$$X_1 = \frac{9,81}{1,3} (2,4 \cdot 0,763 - 0,05) = 13,064 \text{ м/с}^2.$$

Для определения времени разгона на первом этапе рассчитаем:

«Угловое ускорение ведомых деталей сцепления:

$$\psi_{вм} = \frac{X_1 U_{mpi}}{r_{вк}}, \quad (18)$$

где $r_{вк}$ – радиус ведущего колеса, м.

Угловое замедление ведущих деталей сцепления:

$$\psi_{вц} = \frac{M_{\delta \max} (\beta - 1)}{I_{\delta}}, \quad (19)$$

где β – коэффициент запаса сцепления;

I_{δ} – приведённый к маховику момент инерции всех движущихся деталей двигателя и ведущих деталей сцепления» [23].

$$\psi_{\text{вм}} = \frac{13,064 \cdot 53,4}{0,27} = 2583,76 \text{ с}^{-2},$$

$$\psi_{\text{вц}} = \frac{842,27 \cdot (2,4 - 1)}{2,45} = 481,29 \text{ с}^{-2}.$$

Время разгона:

$$t_1 = \frac{\omega_0}{\psi_{\text{вм}} + \psi_{\text{вц}}}, \quad (20)$$

$$t_1 = \frac{219,91}{2583,76 + 481,297} = 0,071 \text{ с}.$$

$$V_1 = 3,6 X_1 t_1, \quad (21)$$

$$V_1 = 3,6 \cdot 13,064 \cdot 0,071 = 3,34 \text{ км/ч}.$$

Первая передача, второй этап разгона.

$$X_1 = \frac{g}{\delta_n} (D_{\text{ср}} - \psi), \quad (22)$$

где $D_{\text{ср}}$ – принимается равным средним значением, определённым графическим путём из графиков зависимостей скоростей от динамических факторов таким образом, чтобы площадки сверху и снизу от горизонтальной прямой линии $D_{\text{ср}}$ были одинаковыми.

$$X_2' = \frac{9,81}{8,609} \cdot (0,721 - 0,05) = 0,763 \text{ м/с}^2,$$

$$X_2' = \frac{9,81}{8,609} \cdot (0,685 - 0,05) = 0,723 \text{ м/с}^2.$$

Время разгона:

$$t_2' = \frac{V_2' - V_1}{3,6 X_2'}, \quad (23)$$

$$t_2' = \frac{3,65 - 3,34_1}{3,6 \cdot 0,763} = 0,113,$$

$$t_2'' = \frac{V_2'' - V_2'}{3,6 X_2''}, \quad (24)$$

$$t_2'' = \frac{3,99 - 3,65}{3,6 \cdot 0,723} = 0,13 \text{ с},$$

$$t_2 = t_2' + t_2'', \quad (25)$$

$$t_2 = 0,113 + 0,13 = 0,243 \text{ с}.$$

Первая передача, третий этап разгона.

$$X_3 = -\frac{g}{\delta_n} \psi, \quad (26)$$

$$X_3 = -\frac{9,81}{1,3} \cdot 0,05 = -0,377 \text{ м/с}^2.$$

$$V_3 = V_{\max} + 3,6 \cdot X_3 \cdot t_3, \quad (27)$$

$$V_3 = 3,99 + 3,6 \cdot (-0,377) \cdot 2 = 1,24 \text{ км/ч}.$$

Вторая передача, первый этап разгона.

Первый этап разгона отличается от первого этапа при трогании с места наличием начальной угловой скорости ведомых деталей сцепления.

$$\omega_{\text{нач}} = \frac{V_3 \cdot U_{\text{mpi}}}{3,6 \cdot r_{\text{вк}}}, \quad (28)$$

$$\omega_{нач} = \frac{1,24 \cdot 26,55}{3,6 \cdot 0,27} = 33,87 \text{ с}^{-1}.$$

$$X_1 = \frac{g}{\delta_0} (\beta D_{\max 2} - \psi), \quad (29)$$

$$X_1 = \frac{9,81}{1,3} (2,4 \cdot 0,375 - 0,05) = 6,407 \text{ м/с}^2.$$

$$\psi_{вм} = \frac{X_1 U_{mpi}}{r_{вк}}, \quad (30)$$

$$\psi_{вм} = \frac{6,407 \cdot 26,55}{0,27} = 630,02 \text{ с}^{-2}.$$

$$t_1 = \frac{\omega_0 - \omega_{нач}}{\psi_{вм} - \psi_{вц}}, \quad (31)$$

$$t_1 = \frac{219,91 - 33,87}{630,02 + 481,29} = 0,167 \text{ с}.$$

$$V_1 = V_3 + 3,6 \cdot X_1 \cdot t_1, \quad (32)$$

$$V_1 = 1,24 + 3,6 \cdot 6,4 \cdot 0,167 = 5,092 \text{ км/ч}.$$

Далее все расчёты производятся аналогично.

Расчёт продолжается до момента, пока ускорение транспортного средства не станет равным нулю. Максимальную скорость, развиваемую транспортным средством, определяем из графика зависимости скорости от динамического фактора.

По результатам расчётов заполняем таблицы 7, 8.

Таблица 7 – Данные для построения графиков первой, второй, третьей передач

Параметр	Первая передача				Вторая передача				Третья передача				
	1	2		3	1	2		3	1	2			3
		2 ₁	2 ₂			2 ₁	2 ₂			2 ₁	2 ₂	2 ₃	
D	0.76	0.72	0.68	-	0.37	0.37	0.34	-	0.17	0.16	0.16	0.15	-

Продолжение таблицы 7

Параметр	Первая передача				Вторая передача				Третья передача				
	1	2		3	1	2		3	1	2			3
		2 ₁	2 ₂			2 ₁	2 ₂			2 ₁	2 ₂	2 ₃	
$X, \text{ м/с}^2$	13,06	0,76	0,72	-0,37	6,40	1,01	0,93	-0,37	2,69	0,66	0,66	0,59	-0,37
$V, \text{ км/ч}$	3,34	3,65	3,99	1,24	5,09	6,47	7,98	5,26	7,67	11,6	14,2	16,8	14,08
$t, \text{ с}$	0,07	0,11	0,13	2	0,16	0,39	0,44	2	0,24	1,66	1,07	1,21	2
$\Sigma t, \text{ с}$	0,07	0,18	0,31	2,31	2,48	2,87	3,32	5,32	5,57	7,23	8,31	9,53	11,53

Таблица 8 – Данные для построения графиков четвертой, пятой передач

Параметр	Четвертая передача					Пятая передача			
	1	2			3	1	2		3
		2 ₁	2 ₂	2 ₃			2 ₁	2 ₂	
D	0,08	0,08	0,08	0,07	-	0,05	0,05	0,05	–
$X, \text{ м/с}^2$	1,19	0,24	0,24	0,19	-0,37	0,63	0,02	0,01	–
$V, \text{ км/ч}$	15,03	19,2	25,6	30,03	27,31	27,66	33	37,6	–
$t, \text{ с}$	0,22	4,68	7,40	6,40	2	0,15	52,9	119,41	–
$\Sigma t, \text{ с}$	11,74	16,43	23,83	30,26	32,24	32,40	85,31	204,72	–

Максимальная скорость достигается на 5-ой передаче.

Выводы по разделу.

Выполненный комплексный тяговый и динамический расчет подтверждает способность разработанного транспортного средства уверенно преодолевать любые предусмотренные условиями эксплуатации дорожные ситуации. Подтверждены ключевые технические характеристики автомобиля – мощность двигателя, трансмиссия, динамика разгона и торможения, прочность несущих конструкций кузова и подвески.

Полученные данные свидетельствуют о рациональности выбранной концепции шасси и двигательной установки, обеспечивающих требуемые показатели эффективности и безопасности.

3 Конструкторская часть

3.1 Выбор агрегатов гидрообъемной передачи

В данной схеме механизма поворота применена схема гидрообъемной передачи (далее – ГОП) с регулируемым насосом и с нерегулируемым гидромотором.

Определяем максимальный и минимальный крутящие моменты на валу гидромотора, из условия сцепления гусеницы с опорной поверхностью.

$$M_M = \frac{0,56 \cdot G \cdot \phi \cdot r_k}{U_{БП} \cdot (1 + K_{СПР}) \cdot u_1 \cdot \eta_{ГД} \cdot \eta_{СПР} \cdot \eta_{БП} \cdot \eta_1}, \quad (33)$$

где G – полный вес снегоболотохода, принимается согласно паспортным данным равным 80000 Н;

ϕ – коэффициент сцепления гусениц с грунтом, принимается равным 1;

r_k – расчетный радиус ведущих колес, принимается равным 0,27 м;

$\eta_{ГД}$ – КПД гусеничного движителя, принимается равным 0,93;

$\eta_{СПР}$ – КПД суммирующего планетарного ряда, принимается равным 0,97;

$\eta_{БП}$ – КПД бортовой передачи, принимается равным 0,95;

u_1 – передаточное число шестерен привода солнечных шестерен, принимается равным 2,39;

η_1 – КПД шестерен привода солнечных шестерен, принимается равным 0,97.

$$M_{M \max} = \frac{0,56 \cdot 80000 \cdot 1 \cdot 0,27}{4 \cdot (1 + 2,5) \cdot 2,39 \cdot 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,97} = 435 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{M \min} = \frac{0,56 \cdot 80000 \cdot 0,2 \cdot 0,27}{4 \cdot (1 + 2,5) \cdot 2,39 \cdot 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,97} = 87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный крутящий момент в моторе, создаваемый рабочей жидкостью.

$$M_{МЖ \max} = \frac{M_{M \max}}{\eta_{MM}}, \quad (34)$$

где $\eta_{MM} = \eta_{HM}$ – гидромеханический КПД гидромотора, принимается равным 0,96.

$$M_{МЖ \max} = \frac{435}{0,96} = 453 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Объемная постоянная гидромотора:

$$q_M = \frac{M_{МЖ \max}}{0,159 \cdot \Delta p_{\max}}, \quad (35)$$

где $\Delta p_{\max}$ – перепад давлений жидкости.

$$\Delta p_{\max} = p_{\max} - p_{BII}, \quad (36)$$

$$\Delta p_{\max} = 39 - 2 = 37 \text{ МПа}.$$

$$q_M = \frac{453}{0,159 \cdot 37} = 77 \text{ см}^3.$$

Минимальный расход рабочей жидкости через гидромотор при максимальном давлении нагнетания:

$$Q_{M \min} = \frac{q_M \cdot n_{M \min}}{60 \cdot \eta_{OM}}, \quad (37)$$

где $\eta_{OM} = \eta_{OH}$ – КПД для аксиально-поршневых гидромашин, принимается равным 0,96;

$\eta_{M \min}$ – минимальная частота вращения вала гидромотора, при максимальном моменте, принимается равной 2000 мин⁻¹.

$$Q_{M \min} = \frac{77 \cdot 2000}{60 \cdot 0,96} = 2673,6 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Мощность, развиваемая гидромотором:

$$N_M = \frac{\Delta p_{\max} \cdot Q_{M \min}}{10^3} \cdot \eta_{CM}, \quad (38)$$

где η_{CM} – суммарный КПД для аксиально-поршневых гидромашин, принимается равным 0,96.

$$N_M = \frac{37 \cdot 2673,6}{10^3} \cdot 0,93 = 92 \text{ кВт}.$$

Выбираем в качестве гидрообъемной передачи выпускаемый отечественной промышленностью гидрообъемный привод ГСТ-90.

Технические характеристики гидрообъемного привода ГСТ-90 представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Технические характеристики гидрообъемного привода ГСТ-90

Параметр	Значение
Объемная постоянная насоса и гидромотора $q_H = q_M$, см ³	89
Максимальное давление нагнетания в гидросистеме $P_{\max}$, МПа	35
Давление впуска $p_{ВП}$, МПа	1,5
Максимальная частота вращения вала насоса и гидромотора, мин ⁻¹	2500
Максимальный крутящий момент на валу гидромотора $M_{M \max}$, Н·м	450,8
Мощность передаваемая ГОП, кВт	118,0

Максимальная производительность гидромотора:

$$Q_{M \max} = \frac{q_M \cdot n_{M \max}}{60 \cdot \eta_{OM}}, \quad (39)$$

$$Q_{M \max} = \frac{89 \cdot 2500}{60 \cdot 0,96} = 3862,8 \text{ см}^3/\text{с}.$$

«Минимальный перепад давления в ГОП:

$$\Delta p_{\min} = \frac{M_{MЖ \min}}{0,159 \cdot q_M}, \quad (40)$$

где $M_{MЖ \min}$ – минимальный крутящий момент в гидромоторе, создаваемый рабочей жидкостью» [14].

$$M_{MЖ \min} = \frac{M_{M \min}}{\eta_{MM}}, \quad (41)$$

$$M_{MЖ \min} = \frac{87}{0,96} = 90,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\Delta p_{\min} = \frac{90,6}{0,159 \cdot 89} = 6,4 \text{ МПа}.$$

Минимальное давление нагнетания в ГОП:

$$p_{\min} = \Delta p_{\min} + p_{BП}, \quad (42)$$

$$p_{\min} = 6,4 + 1,5 = 7,9 \text{ МПа}.$$

Максимальное расчетное значение объемной постоянной насоса:

$$q_{H \max} = \frac{60 \cdot Q_{M \max}}{n_H \cdot \eta_{OH}}, \quad (43)$$

$$q_{H \max} = \frac{60 \cdot 3862,8}{2500 \cdot 0,96} = 96,57 \text{ см}^3.$$

Согласование ГОП с двигателем.

Передаточное число передачи, согласующей работу двигателя и ГОП
(передаточное число согласующего редуктора)

$$u_{cp} = \frac{n_{H \max}}{n_N}, \quad (44)$$

где $n_{H \max}$ — максимальная частота вращения вала гидронасоса,

n_N — номинальная частота вращения вала двигателя.

$$u_{cp} = \frac{2500}{2100} = 1,19.$$

Передаточное число согласующего редуктора принимаем равным 1,19.

3.2 Расчет элементов конструкции

Определение расчетного момента.

«Расчётный момент на ведущем валу определяется при наибольшей касательной силе тяги, ограничиваемой сцеплением забегающей гусеницы при повороте машины на уклоне крутизной α равной 30° в сторону подъёма [14].

Величина этого момента определяется из выражения:

$$M_p = 0,65 \cdot \frac{G_T \cdot r_\kappa}{u_{БП}}, \quad (45)$$

где G_T — вес трактора, Н;

r_κ — радиус ведущего колеса, м.

$$M_p = 0,65 \cdot \frac{80000 \cdot 0,265}{2,5} = 5512 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчет будем производить, задаваясь передаточным числом 0,4 и межосевым расстоянием равным 270 мм.

$$a_w = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m = 270 \text{ мм.} \quad (46)$$

Принимаем m равным 5,5 следовательно: $\frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{270}{5,5} = 49,1$, с другой стороны $i = \frac{z_2}{z_1} = 0,4$.

Решим систему уравнений:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = 98,2 \\ z_2 = 0,4 \cdot z_1 \end{cases}$$

$$z_1 + 0,4 \cdot z_1 = 98,2,$$

$$z_1 = \frac{98,2}{1,4} \approx 70.$$

$$z_2 = 98,2 - 70 = 28,2 \approx 28.$$

Уточняем передаточное число:

$$i = \frac{28}{70} = 0,4.$$

Определение модуля зуба шестерни.

«Модуль зуба определяется из условия ограничения напряжений изгиба у ножки зуба:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot \kappa_{F\beta} \cdot Y_F}{\Psi_d \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_F}}, \quad (47)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, для прямозубых колес принимается равным 14;

M_1 – расчетный момент на шестерне, принимается равным 5512 Н·м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии, принимается равным 1,01;

Y_F – коэффициент формы зуба, принимается равным 3,6;

Ψ_d – коэффициент ширины зуба, принимается равным 0,25;

z_1 – число зубьев у шестерни, принимается равным 70;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, принимается равным 610 МПа» [9].

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{5512 \cdot 1,01 \cdot 3,6}{0,25 \cdot 70^2 \cdot 610}} = 4,191 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} \cdot K_{FL}, \quad (48)$$

где $[\sigma]_{F0}$ – допускаемое напряжение изгиба при базовом числе циклов,

для стали 12ХН3А принимается равным 610 МПа;

K_{FL} – коэффициент долговечности, принимается равным 1.

$$[\sigma]_F = 610 \cdot 1 = 610 \text{ МПа.}$$

Полученное значение модуля округляется до стандартного ближайшего значения, перечень которых приведен в СТ СЭВ 310–76.

Стандартное ближайшее значение модуля зуба шестерни равно 4. При полученном значении модуля межосевое расстояние значительно меньше заданного из условий компоновки. Поэтому значение модуля принимаем равным 5,5, что удовлетворяет условиям компоновки и ограничения изгиба.

Расчет геометрических параметров шестерен бортовой передачи по формулам «Теории механизмов и машин» сведем в таблицу 10.

Таблица 10 – Расчет геометрических параметров шестерен бортовой передачи

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Значение
Число зубьев	z_1	Исходные данные	70
	z_2		28
Модуль	m		5,5
Диаметр делительной окружности, мм	d_1	$d_1 = z_1 \cdot m$	385
	d_2	$d_2 = z_2 \cdot m$	154
Коэффициенты смещения	x_1		0,24
	x_2		-0,24
Смещение исходного контура, мм		$x_1 \cdot m$	1,32
		$x_2 \cdot m$	-1,32
Угол зацепления	α_w	$\text{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg} \alpha + \text{inv} \alpha$	4°
Начальный диаметр, мм	d_{w1}	$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	385
	d_{w2}	$d_{w2} = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	154
Делительное межосевое расстояние, мм	a	$a = \frac{z_2 + z_1}{2} m$	270
Межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	270
Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = \frac{a_w - a}{m}$	0
Воспринимаемое смещение, мм	—	$y \cdot m$	0
Коэффициент уравнивающего смещения	Δy	$\Delta y = x_1 + x_2 - y$	0
Уравнивающее смещение, мм	—	$\Delta y \cdot m$	0

Продолжение таблицы 10

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Значение
Высота делительной головки зуба, мм	h_{a1}	$h_{a1} = (h_a^* + x_1 - \Delta y)m$	4,96
	h_{a2}	$h_{a2} = (h_a^* + x_2 - \Delta y)m$	3,28
Высота делительной ножки зуба, мм	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m$	5,05
	h_{f2}	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m$	7,45
Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	217,92
	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	258,56
Диаметр впадин зубьев, мм	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	197,9
	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	237,1
Окружной шаг, мм	p	$p = \pi \cdot m$	12,56
Основной окружной шаг, мм	p_b	$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$	11,81
Окружная толщина зуба, мм	S_1	$S_1 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	8,94
	S_2	$S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	7,95
Окружная толщина зуба на окружности вершин, мм	S_{a1}	$S_{a1} = S_1 \frac{r_{a1}}{r_1} - 2 \cdot r_{a1} (\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha)$	3,87
	S_{a2}	$S_{a2} = S_2 \frac{r_{a2}}{r_2} - 2 \cdot r_{a2} (\operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha)$	4,12
Длина общей нормали, мм	W_1	$W_1 = p_b (z_{n1} - 1) + S_{b1}$	28,74
	W_2	$W_2 = p_b (z_{n2} - 1) + S_{b2}$	39,42
Коэффициент перекрытия	ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	1,32

Поверочные расчеты зубчатой передачи.

Материал всех зубчатых колес – сталь 18ХГТ, для которой $[\sigma]_{F0}$ принимается равным 610 МПа.

«Расчет на сопротивление усталости по контактным напряжениям выполняется по выражению:

$$\sigma_H = 12270 \frac{Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{M_1 K_H}{b_w} \cdot \frac{U+1}{U}} \leq [\sigma]_H = 1080 \dots 1200 \text{ МПа}, \quad (49)$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа;

Z_H и Z_ε – коэффициенты, учитывающие соответственно форму рабочих поверхностей и суммарную длину контактных линий;

K_H – коэффициент нагрузки при расчете передачи на сопротивление усталости по изгибным напряжениям» [3].

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}, \quad (50)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3} = \sqrt{(4 - 1,3) / 3} = 0,97 \text{ МПа},$$

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,0 \cdot 1,01 \cdot 1,05 = 1,0605,$$

$$\sigma_H = 12270 \frac{1,60 \cdot 0,95}{120} \sqrt{\frac{575 \cdot 1,0605}{52} \cdot \frac{1,20 + 1}{1,20}} = 685 \text{ МПа}.$$

«Расчет на сопротивление усталости по напряжениям изгиба выполняется для более слабого элемента, для которого величина $[\sigma]_F / Y_F$ меньше, по выражению:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{m \cdot b_w} Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F, \quad (51)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении; $F_t = 2000 M_1 / d_{w1}$;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете передачи на сопротивление усталости по изгибным напряжениям;

Y_β – коэффициент, учитывающий изменение плеча действия нагрузки по линии контакта косозубого колеса» [3].

Для шестерни $[\sigma]_F / Y_F = 610 / 3,7 = 164,86$ МПа; для колеса $[\sigma]_F / Y_F = 610 / 3,87 = 157,62$ МПа. Следовательно, проверочный расчет на сопротивление усталости по изгибным напряжениям будем проводить по колесу.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{5528,8 \cdot 1,061}{5,5 \cdot 52} 3,87 \cdot 1 = 109,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F = 610 \text{ МПа}.$$

Условия изгибной выносливости выполняются.

Проверка на контактную статическую прочность выполняется по выражению:

$$\sigma_{H\text{ник}} = \sigma_H \sqrt{\frac{M_{\text{ник}}}{M_1}} \leq [\sigma]_{H\text{см}}, \quad (52)$$

Принимается $M_{\text{ник}} / M_1 = 1,8$.

$$\sigma_{H\text{ник}} = 685 \sqrt{1,8} = 919 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H\text{см}} = 2200 \text{ МПа}.$$

Проверка на изгибную статическую прочность выполняется по выражению:

$$\sigma_{F\text{ник}} = \sigma_F \frac{M_{\text{ник}}}{M_1} \leq [\sigma]_{F\text{см}}, \quad (53)$$

$$\sigma_{F\text{ник}} = \sigma_F \frac{M_{\text{ник}}}{M_1} = 109 \cdot 1,8 = 196,2 \leq [\sigma]_{F\text{см}} = 1500 \text{ МПа}.$$

Условия контактной и изгибной статической прочности выполняются.

Расчет подшипников шестерни.

Исходные данные: Роликоподшипник 32312 по ГОСТ 8328-75 динамической грузоподъемностью C равной 98,1 кН, предельной частотой вращения $n_{\text{пред}}$ равной 7500 мин⁻¹.

Проверочный расчет роликоподшипника.

Максимальная частота вращения подшипника: $n = 2100 \text{ мин}^{-1} < n_{\text{пред}} = 3200 \text{ мин}^{-1}$.

«Эквивалентная нагрузка:

$$F_E = R_B V k_B k_T k_H, \quad (54)$$

где V – коэффициент вращения, принимается равным 1;

k_B – коэффициент безопасности, принимается равным 1,2;

k_T – температурный коэффициент, принимается равным 1;

k_H – коэффициент режима нагружения, равен 1» [3].

$$F_E = 10816,6 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 12980 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность:

$$C_{mp} = F_E (L_{mp})^{0,3}, \quad (55)$$

$$C_{mp} = 12980 \cdot (850)^{0,3} = 98100 \text{ Н} < C.$$

Фактическая долговечность:

$$L_{факт} = \frac{10^6}{60n_{Bo}} \left(\frac{C}{F_E} \right)^{10/3}, \quad (56)$$

$$L_{факт} = \frac{10^6}{60n_{Bo}} \left(\frac{C}{12980} \right)^{10/3} = 281 \text{ млн. об.}$$

Вывод: Передача работоспособна в течение 10000 часов.

Расчет подшипников колеса.

Исходные данные: роликподшипник 7311 по ГОСТ 8328-75 динамической грузоподъемностью C равной 107 кН, предельной частотой вращения $n_{пред}$ равной 3200 мин⁻¹.

Проверочный расчет роликподшипника.

Максимальная частота вращения подшипника n равна $2500 \text{ мин}^{-1} < n_{пред} = 7500 \text{ мин}^{-1}$.

$$L = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6} = 634 \text{ млн. об.}$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P = (XVF_{r1} + YF_a)K_B K_T, \quad (57)$$

где V – коэффициент вращения, принимается равным 1;

k_B – коэффициент безопасности, принимается равным 1,3;

k_H – коэффициент режима нагружения, принимается равным 1.

$$P = (XVF_{r1} + YF_a) \cdot 1,3 \cdot 1 = 22096,5 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность:

$$C_{mp} = P(L)^{0,33} = 92786,4 \text{ Н} < C. \quad (58)$$

Фактическая долговечность:

$$L_{факт} = \frac{10^6}{60n_{Bo}} \left(\frac{C}{F_E} \right)^{10/3} = 621 \text{ млн. об.} \quad (59)$$

Вывод: Передача работоспособна в течении 10000 часов.

Определение расчетного момента.

Момент на шестерне определяется по меньшему из двух приведенных к ней моментов: по двигателю или по сцеплению.

«Момент на шестерне по сцеплению гусениц с опорной поверхностью:

$$M_{1\phi} = \frac{M_{\kappa\pi}}{u_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot u_{cp} \cdot \eta_{cp} \cdot u_{\kappa} \cdot \eta_{\kappa}}, \quad (60)$$

где $M_{\kappa\pi}$ – момент на ведущем валу КП, принимается равным 1750 Н·м;

$u_{mp}, u_{cp}, u_{\kappa}, \eta_{mp}, \eta_{cp}, \eta_{\kappa}$ – передаточные числа и КПД трансмиссии, согласующего редуктора, конической передачи» [3].

$$M_{1\phi} = \frac{1750}{4,8 \cdot 0,97 \cdot 1,20 \cdot 0,97 \cdot 0,91 \cdot 0,94} = 575,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

«Момент на шестерне по двигателю:

$$M_{1\phi} = M_{\text{Дmax}} u_{cp} \cdot \eta_{cp}, \quad (61)$$

где $M_{\text{Дmax}}$ – максимальный момент двигателя;

u_{cp}, η_{cp} – передаточное число и КПД согласующего редуктора» [3].

$$M_{1\phi} = 600 \cdot 1,20 \cdot 0,97 = 698,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как момент на шестерне по сцеплению гусениц с грунтом меньше, то расчет ведем по нему.

Расчет будем производить, задаваясь передаточным числом равным 1,2 и межосевым расстоянием равным 230 мм.

$$a_w = \frac{z_1 + z_2}{2} m = 230. \quad (62)$$

Принимаем m равный 4, следовательно, $\frac{z_1 + z_2}{2} = 230 / 4 = 57,5$, с другой

стороны $u = \frac{z_2}{z_1} = 1,20$. Решим систему уравнений:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = 115 \\ z_2 = 1,20 \cdot z_1 \end{cases} \quad (63)$$

$$z_1 + 1,20 \cdot z_1 = 115,$$

$$z_1 = \frac{115}{2,2} \approx 52 \text{ тогда } z_2 = 115 - 52 = 63.$$

Уточняем передаточное число:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (64)$$

$$u = \frac{63}{52} = 1,21.$$

Определение модуля зуба шестерни.

«Модуль зуба определяется из условия ограничения напряжений изгиба у ножки зуба.

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot \kappa_{F\beta} \cdot Y_F}{\psi_d \cdot Z_1^2 \cdot [\sigma]_F}}, \quad (65)$$

где K_m – коэффициент для прямозубых колес, принимается равным 14;

M_1 – расчетный момент на шестерне, принимается равным 368,3 Н·м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии, принимается равным 1,01;

Y_F – коэффициент формы зуба; принимается равным 3,6;

ψ_d – коэффициент ширины зуба, принимается равным 0,25;

Z_1 – число зубьев у шестерни, принимается равным 52;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, равно 610 МПа» [3].

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{368,3 \cdot 1,01 \cdot 3,6}{0,25 \cdot 52^2 \cdot 610}} = 1,865 \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля округляется до стандартного ближайшего значения, перечень которых приведен в СТ СЭВ 310–76.

Стандартное ближайшее значение равно 2. При полученном значении модуля межосевое расстояние значительно меньше заданного из условий компоновки. Поэтому значение модуля принимаем равным 4, что удовлетворяет условиям компоновки и ограничения изгиба.

Расчет геометрических параметров шестерен согласующего редуктора по формулам «Теории механизмов и машин» сведем в таблицу 11.

Таблица 11 – Расчет геометрических параметров шестерен согласующего редуктора

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, исходные данные	Значение
Число зубьев	z_1	–	52
	z_2	–	63
Модуль	m	–	4,0
Диаметр делительной окружности, мм	d_1	$d_1 = z_1 \cdot m$	208
	d_2	$d_2 = z_2 \cdot m$	252
Коэффициенты смещения	x_1	–	0,24
	x_2	–	-0,24
Смещение исходного контура, мм		$x_1 \cdot m$	0,96
		$x_2 \cdot m$	-0,96
Угол зацепления	α_w	$inv \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} tg \alpha + inv \alpha$	20°
Начальный диаметр, мм	d_{w1}	$d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	208
	d_{w2}	$d_{w2} = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	252
Делительное межосевое расстояние, мм	a	$a = \frac{z_2 \pm z_1}{2} m$	230
Межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	230

Продолжение таблицы 11

Параметр	Обозначение	Расчетная формула, исходные данные	Значение
Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = \frac{a_w - a}{m}$	0
Воспринимаемое смещение, мм		$y \cdot m$	0
Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y = x_1 + x_2 - y$	0
Уравнительное смещение, мм		$\Delta y \cdot m$	0
Высота делительной головки зуба, мм	h_{a1}	$h_{a1} = (h_a^* + x_1 - \Delta y)m$	4,96
	h_{a2}	$h_{a2} = (h_a^* + x_2 - \Delta y)m$	3,28
Высота делительной ножки зуба, мм	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m$	5,05
	h_{f2}	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m$	7,45
Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	217,92
	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	258,56
Диаметр впадин зубьев, мм	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	197,9
	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	237,1
Окружной шаг, мм	p	$p = \pi \cdot m$	12,56
Основной окружной шаг, мм	p_b	$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$	11,81
Окружная толщина зуба, мм	S_1	$S_1 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	8,94
	S_2	$S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	7,95
Окружная толщина зуба на окружности вершин, мм	S_{a1}	$S_{a1} = S_1 \frac{r_{a1}}{r_1} - 2 \cdot r_{a1} (\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha)$	3,87
	S_{a2}	$S_{a2} = S_2 \frac{r_{a2}}{r_2} - 2 \cdot r_{a2} (\operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha)$	4,12
Длина общей нормали, мм	W_1	$W_1 = p_b (z_{n1} - 1) + S_{b1}$	28,74
	W_2	$W_2 = p_b (z_{n2} - 1) + S_{b2}$	39,42
Коэффициент перекрытия	ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	1,32

Проверочные расчеты зубчатой передачи.

Материал всех зубчатых колес – сталь 18ХГТ, для которой $[\sigma]_{F0}$ принимается равным 610 МПа.

«Расчет на сопротивление усталости по контактным напряжениям выполняется по выражению:

$$\sigma_H = 12270 \frac{Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{M_1 K_H}{b_w} \cdot \frac{U+1}{U}} \leq [\sigma]_H, \quad (66)$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа;

Z_H и Z_ε – коэффициент, учитывающий соответственно форму рабочих поверхностей и суммарную длину контактных линий;

K_H – коэффициент нагрузки при расчете передачи на сопротивление усталости по изгибным напряжениям» [8].

$$\sigma_H = 12270 \frac{1,60 \cdot 0,95}{120} \sqrt{\frac{575 \cdot 1,0605}{52} \cdot \frac{1,20+1}{1,20}} = 685 \text{ МПа.}$$

«Расчет на сопротивление усталости по напряжениям изгиба выполняется для более слабого элемента, для которого величина $[\sigma]_F / Y_F$ меньше, по выражению:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{m \cdot b_w} Y_F \cdot Y_\beta \leq [\sigma]_F \quad (67)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении; $F_t = 2000 M_1 / d_{w1}$;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете передачи на сопротивление усталости по изгибным напряжениям;

Y_β – коэффициент, учитывающий изменение плеча действия нагрузки по линии контакта косозубого колеса [8].

Для шестерни $[\sigma]_F / Y_F = 610/3,7 = 164,86$ МПа; для колеса $[\sigma]_F / Y_F = 610/3,87 = 157,62$ МПа. Следовательно, проверочный расчет на сопротивление усталости по изгибным напряжениям будем проводить по колесу.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{m \cdot b_w} Y_F \cdot Y_\beta, \quad (68)$$

$$\sigma_F = \frac{5528,8 \cdot 1,061}{4 \cdot 52} 3,87 \cdot 1 = 109,2 \text{ МПа.}$$

Условия изгибной выносливости выполняются.

Проверка на контактную статическую прочность выполняется по выражению:

$$\sigma_{Hнук} = \sigma_H \sqrt{\frac{M_{нук}}{M_1}} \leq [\sigma]_{Hcm} = 2200 \text{ МПа}, \quad (69)$$

$$\sigma_{Hнук} = \sigma_H \sqrt{\frac{M_{нук}}{M_1}} = 685 \sqrt{1,8} = 919 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hcm} = 2200 \text{ МПа.}$$

Проверка на изгибную статическую прочность выполняется по выражению:

$$\sigma_{Fнук} = \sigma_F \frac{M_{нук}}{M_1}, \quad (70)$$

$$\sigma_{Fнук} = 109 \cdot 1,8 = 196,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{Fcm} = 1500 \text{ МПа.}$$

Условия контактной и изгибной статической прочности выполняются.

Расчет подшипников шестерни.

Исходные данные: Роликоподшипник 32209 по ГОСТ 8328-75 динамической грузоподъемностью C равной 44 кН, предельной частотой вращения $n_{пред}$ равной 7500 мин⁻¹.

Проверочный расчет роликоподшипника.

Максимальная частота вращения подшипника n равна 2100 мин⁻¹ < $n_{пред}$ =3200 мин⁻¹.

Эквивалентная нагрузка:

$$F_E = 10816,6 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 12980 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность:

$$C_{mp} = 12980 \cdot (850)^{0,3} = 98100 \text{ Н} < C.$$

Фактическая долговечность:

$$L_{факт} = \frac{10^6}{60n_{Bo}} \left(\frac{C}{12980} \right)^{10/3} = 281 \text{ млн. об.}$$

Вывод: Передача работоспособна в течение 10000 часов.

Расчет подшипников колеса.

Исходные данные: роликоподшипник 7311 по ГОСТ 8328-75 динамической грузоподъемностью C равной 107 кН, предельной частотой вращения $n_{пред}$ равной 3200 мин⁻¹.

Проверочный расчет роликоподшипника.

Максимальная частота вращения подшипника n равна 2500 мин⁻¹ < $n_{пред}$ =7500 мин⁻¹.

$$L = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6} = 634 \text{ млн. об.}$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P = (XVF_{r1} + YF_a) \cdot 1,3 \cdot 1 = 22096,5 \text{ Н.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность:

$$C_{mp} = P(L)^{0,33} = 92786,4 \text{ Н} < C.$$

Фактическая долговечность:

$$L_{факт} = \frac{10^6}{60n_{Bo}} \left(\frac{C}{F_E} \right)^{10/3} = 621 \text{ млн. об.}$$

Передача работоспособна в течение 10000 часов.

Спецификация на бортовую передачу и согласующий редуктор представлены в Приложении А (рисунки А.1, А.2, А.3, А.4).

Выводы по разделу.

Спроектированная трансмиссия имеет меньшие габариты и массу и больший ресурс по сравнению со стандартным изделием. Конструкция и получилась простой, надёжной, с длительным сроком службы.

Давление, необходимое для работы муфты – около 0,6 МПа, на создание такого давления расходуется лишь незначительная часть мощности двигателя, что также благотворно сказывается на топливно-экономических показателях. Снижается сопротивление движению, а, следовательно – уменьшаются нагрузки на трансмиссию.

Требования к качеству изготовления и сборки возрастают незначительно, и не предполагают сколь-нибудь серьёзной переналадки производства.

Спроектированная конструкция достаточно технологична и отвечает условиям среднесерийного производства.

4 Технологический раздел

«Технологический процесс сборки автомобилей и тракторов представляет собой строго регламентированную последовательность операций по соединению деталей и компонентов» [21].

В ходе данного процесса осуществляется:

- поэтапная интеграция отдельных элементов в функциональные узлы,
- комплексирование механизмов в единую систему,
- формирование готового транспортного средства.

Все операции выполняются в соответствии с:

- техническими спецификациями производителя,
- нормативными требованиями безопасности,
- параметрами качества сборки,
- производственными стандартами предприятия.

Ключевыми характеристиками процесса являются:

- четкая последовательность операций,
- контроль на каждом этапе сборки,
- соблюдение технологических нормативов,
- обеспечение заданных эксплуатационных качеств конечного продукта.

Результатом процесса становится полностью функциональное транспортное средство, соответствующее всем заявленным техническим и эксплуатационным требованиям.

Трудоемкость сборочных работ при производстве автомобилей и тракторов определяется совокупностью следующих ключевых факторов:

- конструктивные особенности: сложность и количество соединяемых узлов; степень унификации деталей; применение модульных принципов сборки;

- технологические аспекты: тип организации производства (конвейерная/позиционная сборка); степень механизации и автоматизации процессов; используемое оборудование и оснастка; требования к точности соединений;
- человеческий фактор: квалификация рабочих; организация рабочих мест; система контроля качества; применение нормативов времени.

Габаритные характеристики изделия являются определяющим параметром при проектировании процесса сборки:

- для крупногабаритных конструкций (корпуса машин, рамы) требуются: подъемно-транспортное оборудование (мостовые краны, тельферы), специализированные сборочные стенды, позиционная организация работ;
- мелкие узлы и компоненты позволяют применять: роботизированные сборочные комплексы, конвейерные линии, высокую степень автоматизации.

4.1 Выбор рациональной организации технологии сборки

Рациональная организация сборки – это оптимизация процесса сборки изделий для минимизации времени, затрат и трудоёмкости при обеспечении высокого качества.

Основные принципы рациональной организации сборки:

- разделение сборки на узлы и подузлы;
- сборка сложных изделий разбивается на отдельные узлы, которые собираются параллельно, это ускоряет процесс и позволяет специализировать рабочие места;
- поточный метод сборки: организация конвейерных линий с чётким тактом (ритмом) работы. Каждая операция выполняется за фиксированное время на отдельной рабочей позиции;

- механизация и автоматизация: использование сборочных роботов, автоматических линий, пневмо- и электроинструмента;
- внедрение систем ЧПУ (числового программного управления) для точной сборки;
- стандартизация и унификация: применение одинаковых крепёжных элементов, соединений и методов сборки; использование модульных конструкций для упрощения сборки;
- оптимизация трудовых процессов: изучение и устранение лишних движений (методы научной организации труда);
- правильная организация рабочего места (эргономика, доступность инструментов): контроль качества на каждом этапе, встроенный контроль (проверка узлов после каждой операции), использование систем визуализации дефектов (например, контрольные метки, датчики);
- логистика и снабжение: чёткое планирование подачи деталей и комплектующих к месту сборки (система «just-in-time»); минимизация простоев из-за нехватки материалов.

Методы оптимизации сборки:

- метод групповой сборки – одновременная сборка однотипных изделий;
- комплекточные тележки/контейнеры – предварительная подготовка деталей для каждой операции;
- использование CAD/CAM-систем – цифровое моделирование сборки для выявления ошибок до производства.

Учитывая ограниченный спрос на согласующий редуктор, наиболее эффективным решением станет организация сборки по мелкосерийному принципу.

Такой подход позволит: минимизировать издержки за счёт гибкости производства, избежать избыточных запасов комплектующих, адаптировать процесс под индивидуальные требования заказчиков.

В отличие от массового выпуска, мелкосерийная сборка обеспечит экономическую целесообразность при небольшом количестве заказов.

В условиях мелкосерийного выпуска применяется стационарная непоточная сборка, при которой процесс делится на два ключевых этапа:

- узловая сборка – формирование отдельных компонентов конструкции;
- общая сборка – компоновка готовых узлов в конечное изделие.

«Работы выполняются специализированными бригадами, что обеспечивает:

- гибкость производственного процесса,
- эффективное использование квалификации персонала,
- возможность параллельного выполнения операций.

Для определения такта выпуска продукции используем формулу:

$$T_{\text{д}} = \frac{F_{\text{д}} \cdot 60 \cdot m}{N}, \quad (71)$$

где $F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену, принимается равным 2070 ч. для стационарной сборки на необорудованном оборудовании;

m – количество смен, принимается равным 1;

N – годовой объем выпуска, принимается равным 120 шт.» [12].

$$T_{\text{д}} = \frac{2070 \cdot 60 \cdot 1}{120} = 1035 \text{ ч.}$$

«Такой подход позволяет оптимизировать затраты при ограниченных объемах производства.

После завершения проектирования разрабатывается технологическая карта сборки, включающая: графическую схему последовательности операций, детальное описание всех сборочных этапов» [17].

Данный подход обеспечивает:

- четкую стандартизацию производственных этапов,
- контроль трудоемкости операций,
- минимизацию технологических простоев.

Спецификация операций узловой и общей сборки для согласующего редуктора приведена в таблице 12.

Таблица 12 – Перечень операций с указанием трудоемкости и необходимого оборудования технологического процесса сборки согласующего редуктора

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
Установка разрезного кольца А4 в стакан	Верстак	Кольцо должно быть установлено без перекосов, с равномерным распределением нагрузки	0,33
Запрессовка наружного кольца А5 подшипника в стакан	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Запрессовка внутреннего кольца Б1 подшипника в стакан	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Запрессовка внутреннего кольца А1 подшипника на вал	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Запрессовка пружинного стакана А2 на вал	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Установка подсобранного стакана на вал	Верстак	Стакан должен быть установлен без перекосов, с обеспечением соосности	0,25
Установка прокладки А2 на вал	Верстак	Прокладка должна быть установлена ровно, без замятий	0,08
Запрессовка внутреннего кольца А6 подшипника на вал	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Установка собранного стакана с валом в корпус главной передачи	Верстак	Установка должна быть выполнена без перекосов, с обеспечением соосности	0,17
Установка корпуса А7	Верстак	Корпус должен быть установлен ровно, без перекосов	0,08

Продолжение таблицы 12

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
Установка шайбы А8	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А9	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А10	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А11	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А12	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А13	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А14	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установка шайбы А15	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Завинчивание гайки А16	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Завинчивание гайки А17	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Завинчивание гайки А18	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Завинчивание гайки А19	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Запрессовка подшипника А20 на шестерню А22	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Запрессовка подшипника Б2 на шестерню А2	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Установка шестерни А2 в корпус А7	Верстак	Шестерня должна быть установлена без перекосов, с обеспечением зацепления	0,25

Продолжение таблицы 12

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
Установка шестерни A22 на вал	Верстак	Шестерня должна быть установлена без перекосов, с обеспечением зацепления	0,17
Установка центровочной втулки A23 в корпус A7	Верстак	Втулка должна быть установлена ровно, без перекосов	0,12
Установка центровочной втулки A24 в корпус A7	Верстак	Втулка должна быть установлена ровно, без перекосов	0,12
Установка корпуса A25 на корпус A7	Верстак	Корпус должен быть установлен ровно, без перекосов	0,17
Завернуть шпильку A26 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A27 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A28 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A29 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A30 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A31 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A32 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завернуть шпильку A33 в корпус A7	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Установить шайбу A34 на шпильку A26	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу A35 на шпильку A27	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу A36 на шпильку A28	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05

Продолжение таблицы 12

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
Установить шайбу А37 на шпильку А29	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А38 на шпильку А30	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А39 на шпильку А31	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А40 на шпильку А32	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А41 на шпильку А33	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А42 на шпильку А26	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А43 на шпильку А27	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А44 на шпильку А28	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А45 на шпильку А29	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А46 на шпильку А30	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А47 на шпильку А31	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А48 на шпильку А34	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А51 на шпильку А32	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Затяжка гайки А50	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка гайки А51	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка гайки А52	Верстак, ключ	Гайка должна быть	0,17

Продолжение таблицы 12

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
		затянута с указанным моментом затяжки	
Затяжка гайки А53	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка гайки А54	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка гайки А55	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка гайки А56	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка гайки А57	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,17
Установка втулки А58 на вал	Верстак	Втулка должна быть установлена ровно, без перекосов	0,08
Запрессовка подшипника А59 в корпус А25	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Запрессовка манжеты А61 в крышку А60	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Установка крышки А60 на корпус А25	Верстак	Крышка должна быть установлена ровно, без	0,25
Затяжка болта А62	Верстак, ключ	Болт должен быть затянут с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка болта А63	Верстак, ключ	Болт должен быть затянут с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка болта А64	Верстак, ключ	Болт должен быть затянут с указанным моментом затяжки	0,17
Затяжка болта А65	Верстак, ключ	Болт должен быть затянут с указанным моментом затяжки	0,17
Запрессовка фланца А66 в подшипник А59	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Установка шайбы А67 на фланец А66	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,08
Затяжка болта А68	Верстак, ключ	Болт должен быть затянут	0,17

Продолжение таблицы 12

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
		с указанным моментом затяжки	
Затяжка болта А69	Верстак, ключ	Болт должен быть затянут с указанным моментом затяжки	0,17
Завинчивание шпильки А70 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А71 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А70 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А71 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А72 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А73 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Запрессовка стакана А74 в корпус А25	Пресс пневматический, оправка, верстак	Запрессовка должна быть выполнена без перекосов, с контролем усилия	0,50
Завинчивание шпильки А75 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А76 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А77 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание шпильки А78 в корпус А25	Верстак	Шпилька должна быть завернута с указанным моментом затяжки	0,25
Установить шайбу А79 на шпильку А75	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А80 на шпильку А76	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Установить шайбу А81 на шпильку А77	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05

Продолжение таблицы 12

Операция	Детали/инструмент	Технические требования	Время, мин.
Установить шайбу А82 на шпильку А78	Верстак	Шайба должна быть установлена ровно, без перекосов	0,05
Завинчивание гайки А83	Верстак, ключ	Гайка должна быть затянута с указанным моментом затяжки	0,25
Завинчивание гайки А84	Верстак, ключ		0,25
Завинчивание гайки А85	Верстак, ключ		0,25
Завинчивание гайки А86	Верстак, ключ		0,25
Итого:			17,05

Для оптимизации производственного графика выполним расчет суммарной продолжительности всех технологических операций по формуле:

$$t_{on}^{общ} = \sum t_{on1} + t_{on2} + \dots t_{on_n} . \quad (72)$$

Методика расчета основана на суммировании нормированного времени по всем позициям технологической карты с применением поправочных коэффициентов. Полученные данные позволяют точно планировать производственные мощности и загрузку оборудования.

«Определяем суммарную трудоемкость сборки изделия по формуле:

$$t_{ит}^{общ} = t_{он}^{общ} + t_{он}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100} \right), \quad (73)$$

где α – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах, принимаем равным 3%;
 β – часть оперативного времени для перерыва и отдыха в процентах, принимаем равным 5%» [23].

$$t_{ит}^{общ} = 144,2 + 144,2 \cdot \left(\frac{3+5}{100} \right) = 155,73 \text{ мин.}$$

Суммарная трудоемкость сборки равна 155,73 мин.

4.2 Проектирование технологического процесса сборки согласующего редуктора

Формируем алгоритм монтажных работ, фиксируем необходимый инструмент и оснастку и сводим всё в таблицу 13.

Таблица 13 – Технологический процесс сборки согласующего редуктора

Номер операции	Наименование операции	Номер позиции	Содержание операции, перехода	Оборудование, инструмент, приспособление	Время, мин.
005	Сборочная	1	Установка разрезного кольца А4 в стакан	Пресс пневматический, оправка, верстак, набор головок, рожковые ключи, отвертка, молоток, плоскогубцы, вороток	17,05
		2	Запрессовка наружного кольца А5 подшипника в стакан		
		3	Запрессовка внутреннего кольца Б1 подшипника в стакан		
		4	Запрессовка внутреннего кольца А1 подшипника на вал		
		5	Запрессовка пружинного стакана А2 на вал		
		6	Установка подсобранного стакана на вал		
		7	Установка прокладки А2 на вал		
		8	Запрессовка внутреннего кольца А6 подшипника на вал		
		9	Установка собранного стакана с валом в корпус главной передачи		
		10	Установка корпуса А7		
		11	Установка корпуса А7		

Продолжение таблицы 13

Номер операции	Наименование операции	Номер позиции	Содержание операции, перехода	Оборудование, инструмент, приспособление	Время, мин.
		12	Установка шайбы А8		
		13	Установка шайбы А9		
		14	Установка шайбы А10		
		15	Установка шайбы А11		
		16	Установка шайбы А12		
		17	Установка шайбы А13		
		18	Установка шайбы А14		
		19	Установка шайбы А15		
		20	Завинчивание гайки А16		
		21	Завинчивание гайки А17		
		22	Завинчивание гайки А18		
		23	Завинчивание гайки А19		
		24	Запрессовка подшипника А20 на шестерню А22		
		25	Запрессовка подшипника Б2 на шестерню А2		
		26	Установка шестерни А2 в корпус А7		
		27	Установка шестерни А22 на вал		
		28	Установка центровочной втулки А23 в корпус А7		
		29	Установка центровочной втулки А24 в корпус А7		
		30	Установка корпуса А25 на корпус А7		
		31	Завернуть шпильку А26 в корпус А7		
		32	Завернуть шпильку А27 в корпус А7		
		33	Завернуть шпильку А28 в корпус А7		
		34	Завернуть шпильку А29 в корпус А7		
		35	Завернуть шпильку А30 в корпус А7		

Продолжение таблицы 13

Номер операции	Наименование операции	Номер позиции	Содержание операции, перехода	Оборудование, инструмент, приспособление	Время, мин.
		36	Завернуть шпильку А31 в корпус А7		
		37	Завернуть шпильку А32 в корпус А7		
		38	Завернуть шпильку А33 в корпус А7		
		39	Установить шайбу А34 на шпильку А26		
		40	Установить шайбу А35 на шпильку А27		
		41	Установить шайбу А36 на шпильку А28		
		42	Установить шайбу А37 на шпильку А29		
		43	Установить шайбу А38 на шпильку А30		
		44	Установить шайбу А39 на шпильку А31		
		45	Установить шайбу А40 на шпильку А32		
		46	Установить шайбу А41 на шпильку А33		
		47	Установить шайбу А42 на шпильку А26		
		48	Установить шайбу А43 на шпильку А27		
		49	Установить шайбу А44 на шпильку А28		
		50	Установить шайбу А45 на шпильку А29		
		51	Установить шайбу А46 на шпильку А30		
		52	Установить шайбу А47 на шпильку А31		
		53	Установить шайбу А48 на шпильку А34		
		54	Установить шайбу А51 на шпильку А32		
		55	Затяжка гайки А50		
		56	Затяжка гайки А51		
		57	Затяжка гайки А52		
		58	Затяжка гайки А53		
		59	Затяжка гайки А54		
		60	Затяжка гайки А55		

Продолжение таблицы 13

Номер операции	Наименование операции	Номер позиции	Содержание операции, перехода	Оборудование, инструмент, приспособление	Время, мин.
		61	Затяжка гайки А56		
		62	Затяжка гайки А57		
		63	Установка втулки А58 на вал		
		64	Запрессовка подшипника А59 в корпус А25		
		65	Запрессовка манжеты А61 в крышку А60		
		66	Установка крышки А60 на корпус А25		
		67	Затяжка болта А62		
		68	Затяжка болта А63		
		69	Затяжка болта А64		
		70	Затяжка болта А65		
		71	Запрессовка фланца А66 в подшипник А59		
		72	Установка шайбы А67 на фланец А66		
		73	Затяжка болта А68		
		74	Затяжка болта А69		
		75	Завинчивание шпильки А70 в корпус А25		
		76	Завинчивание шпильки А71 в корпус А25		
		77	Завинчивание шпильки А70 в корпус А25		
		78	Завинчивание шпильки А71 в корпус А25		
		79	Завинчивание шпильки А72 в корпус А25		
		80	Завинчивание шпильки А73 в корпус А25		
		81	Запрессовка стакана А74 в корпус А25		
		82	Завинчивание шпильки А75 в корпус А25		
		83	Завинчивание шпильки А76 в корпус А25		
		84	Завинчивание шпильки А77 в корпус А25		
		85	Завинчивание шпильки А78 в корпус А25		
		86	Установить шайбу А79 на шпильку А75		
		87	Установить шайбу А80		

Продолжение таблицы 13

Номер операции	Наименование операции	Номер позиции	Содержание операции, перехода	Оборудование, инструмент, приспособление	Время, мин.
			на шпильку А76		
		88	Установить шайбу А81 на шпильку А77		
		89	Установить шайбу А82 на шпильку А78		
		90	Завинчивание гайки А83		
		91	Завинчивание гайки А84		
		92	Завинчивание гайки А85		
		93	Завинчивание гайки А86		

Дополнительные требования:

- все операции проводить в чистом помещении с контролем влажности (не более 60%);
- использовать только сертифицированные инструменты и оснастку;
- после сборки провести тестовый прогон редуктора на стенде для проверки шумов и вибраций;
- утилизировать упаковочные материалы и отходы согласно экологическим нормам;
- зафиксировать результаты контроля в журнале учета (серийные номера деталей, моменты затяжки, параметры запрессовки).

Графическая часть выпускной квалификационной работы включает технологическую схему сборки согласующего редуктора.

Выводы по разделу.

В данном разделе проведено обоснование выбранного технологического процесса, рассчитана трудоемкость сборки, а также разработан и визуализирован в графической части ВКР технологический процесс сборки согласующего редуктора.

5 Безопасность и экологичность проекта

Автомобилестроение – сложная отрасль с многоэтапным производственным циклом, требующая комплексного подхода к вопросам безопасности.

«Согласно данным Международной организации труда (ILO):

- ежегодно происходит 2,78 миллионов смертей из-за профессиональных заболеваний;
- 374 миллиона несчастных случаев на производстве с потерей трудоспособности;
- экономические потери достигают 3,94% мирового ВВП» [23].

Структура отраслевых рисков:

- травмы при работе с прессами (42% случаев),
- отравления парами красок (23%),
- поражения током (15%),
- падения с высоты (12%).

В таблице 14 представлен сравнительный анализ по странам (в % от ВВП).

Таблица 14 – Сравнительный анализ затрат на несчастные случаи (% ВВП) по странам

Страна	Затраты (% ВВП)	Особенности регулирования
Германия	2,8-3,2%	Система обязательного страхования Berufsgenossenschaften
США	3,1-3,5%	Workers' compensation + судебные иски
Япония	2,6-2,9%	Пожизненные компенсации при профзаболеваниях
Россия	3,5-4,1%	Высокий уровень скрытого травматизма
Бразилия	4,2-4,8%	Неформальный сектор до 35% занятости

Типичные затраты на 1 тяжелый несчастный случай составляют:

- Европа: 250000-400000 евро;
- США: 500000-1200000 долларов (с учетом судебных исков);
- Китай: 800000-1500000 йен.

В дипломном проекте необходимо учитывать специфические риски и современные тенденции отрасли.

Рассмотрим особенности производственной и экологической безопасности в автомобилестроении.

Технологические риски:

- работа с прессовым оборудованием (риск травматизма),
- сварочные операции (опасность возгораний, поражения током),
- окрасочные работы (взрывоопасность, токсичные испарения),
- конвейерные линии (движущиеся механизмы).

К мерам обеспечения безопасности относится:

- автоматизация опасных процессов (роботизированная сварка и покраска; автоматические прессы с оптической защитой; конвейеры с датчиками присутствия персонала);
- системы контроля (мониторинг концентрации ЛВЖ в окрасочных цехах; термоконтроль электрооборудования; видеонаблюдение за опасными зонами);
- защита персонала (специальные СИЗ для разных участков (термостойкая одежда для сварщиков, респираторы для маляров); антистатические комплекты для работы с электроникой; системы принудительной вентиляции).

Основные источники воздействия на экологическую безопасность:

- выбросы лакокрасочных материалов,
- сточные воды гальванических производств,
- отходы полимерных материалов,
- шумовое воздействие испытательных стендов.

Таким образом, современное автомобилестроение требует интегрированного подхода к безопасности, сочетающего технические инновации, экологическую ответственность и экономическую эффективность.

В долгосрочной перспективе каждый рубль, вложенный в профилактику профессиональных рисков, приносит предприятию ориентировочно 3-5 рублей совокупной выгоды за счет синергетического эффекта от улучшения всех ключевых показателей деятельности.

5.1 Структурно-функциональный анализ

Для детального исследования сборочного цикла, либо технологического процесса обслуживания, включая его конструктивные параметры и организационно-технические условия, необходимо разработать технологический паспорт (таблица 15).

Таблица 15 – Технологический паспорт технологического процесса сборки согласующего редуктора

Технологический процесс	Технологическая операция, вид выполняемых работ	Наименование должности работника, выполняющего технологический процесс, операцию	Оборудование, техническое устройство, приспособление	Материалы, вещества
«Сборка согласующего редуктора»	1 Подготовительные работы. 2 Сборка валов и шестерен. 3 Установка валов в корпус. 4 Установка уплотнений и крышек. 5 Проверка и испытания. 6 Завершающие операции	Слесарь по ремонту автомобилей пятого разряда» [28].	Гаечные ключи (рожковые, накидные, торцевые, шестигранники), динамометрический ключ, шестигранные ключи (имбусовые), молотки (резиновый, медный, нейлоновый, съемники, клещи и плоскогубцы, гидравлический пресс	Перчатки, ветошь, моторное масло ГОСТ 8581-78 М-8-Г2 (зимой), М-10-Г2 (летом); трансмиссионное масло с противозадирными свойствами ТАп-15В ГОСТ 23652-79; - литол-24 ГОСТ 21150-87

Данный документ является обязательным требованием для:

- технически сложных изделий,
- продукции, подлежащей обязательной сертификации,
- оборудования с повышенными требованиями безопасности.

Функциональное назначение технологического паспорта:

- систематизация производственных данных – фиксация ключевых параметров сборки;
- обеспечение контроля качества – регламентация технологических норм и допусков;
- оптимизация технического обслуживания – упрощение диагностики и ремонта;
- повышение безопасности эксплуатации – четкие инструкции по монтажу и обслуживанию

Преимущества оформления паспорта:

- упрощение процедур сертификации и аудита,
- снижение рисков производственного брака,
- повышение прозрачности технологических процессов,
- обеспечение соответствия международным стандартам (ISO, ГОСТ, ТР ТС).

Таким образом, технологический паспорт служит не только формальным требованием, но и практическим инструментом управления качеством на всех этапах жизненного цикла изделия.

5.2 Идентификация профессиональных рисков

Комплексная оценка производственных угроз является ключевым элементом системы охраны труда, направленной на сохранение здоровья персонала и устойчивую работу предприятия.

Реализация данного процесса требует последовательного выполнения четырех взаимосвязанных этапов:

- выявление потенциальных угроз: комплексное обследование рабочих мест на предмет наличия физических факторов (шум, вибрация, излучение), химических агентов (токсичные вещества, аэрозоли), биологических опасностей (микроорганизмы, аллергены), психофизиологических нагрузок (стресс, монотонность операций), эргономических проблем (неудобные позы, чрезмерные нагрузки);
- количественная и качественная оценка угроз: расчет вероятности возникновения опасных ситуаций; прогнозирование возможного ущерба здоровью сотрудников; ранжирование рисков по степени значимости;
- разработка защитных мер: внедрение многоуровневой системы защиты, включающей технические усовершенствования (модернизация оборудования); организационные изменения (оптимизация рабочих процессов); средства индивидуальной защиты; целевые программы обучения персонала; периодические контрольные проверки;
- динамический контроль и совершенствование: регулярный аудит условий труда; анализ эффективности принятых мер; своевременная корректировка защитных мероприятий.

Практическая значимость систематической оценки производственных рисков заключается в:

- создании безопасной рабочей среды,
- предупреждении профессиональных заболеваний,
- снижении экономических потерь от несчастных случаев,
- повышении производственной дисциплины,
- обеспечении соответствия требованиям регуляторных органов.

Реализация данного подхода позволяет трансформировать систему охраны труда из формального требования в действенный инструмент повышения эффективности производства.

В представленной таблице 16 систематизированы данные по выявленным профессиональным рискам, характерным для процесса сборки согласующего редуктора.

Таблица 16 – Результаты идентификации профессиональных рисков

Операция	ОиВПФ в соответствии с ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»	Источник возникновения ОиВПФ
«1 Подготовительные работы. 2 Сборка валов и шестерен. 3 Установка валов в корпус. 4 Установка уплотнений и крышек. 5 Проверка и испытания. 6 Завершающие операции	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей согласующего редуктора	Элементы конструкции редуктора
	Запыленность и загазованность воздуха	Поднимающаяся пыль от инструмента, ног, шум базовой машины
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования	Элементы конструкции базовой машины, навесного оборудования» [12].
	«Возможность поражения электрическим током	Инструмент в зоне проведения технического обслуживания
	Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении, где производится технологический процесс» [12].
	«Динамические нагрузки. Статические, связанные с рабочей позой	Однообразно повторяющиеся технологические операции. Операции, требующие повышенного внимания и точности» [12]
	Напряжение зрительных анализаторов	
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	

Оценка рисков проведена по методике ГОСТ 12.0.230-2007.

Таблица позволяет наглядно сопоставить технологические операции с соответствующими рисками и разработать комплекс профилактических мероприятий для минимизации профессиональных заболеваний и травматизма.

5.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков

Для эффективного снижения профессиональных рисков применяется комплекс технических, организационных и индивидуальных мер.

Технические решения:

- автоматизация опасных процессов (роботизированные линии),
- установка защитных ограждений и блокировок,
- внедрение систем принудительной вентиляции,
- использование инструментов с антивибрационными свойствами.

Организационные мероприятия:

- оптимизация режимов труда и отдыха,
- введение ротации персонала на вредных участках,
- разработка четких регламентов безопасной работы,
- организация производственного контроля.

Средства индивидуальной защиты:

- специализированные костюмы (термостойкие, химически стойкие),
- антистатические комплекты,
- респираторы с многоуровневой фильтрацией,
- защитные каски с системой вентиляции.

Инженерные разработки:

- системы дистанционного управления,
- датчики контроля опасных факторов,
- аварийные остановки оборудования,

- звуковая и световая сигнализация.

Профилактические программы:

- медицинские осмотры,
- специальная оценка условий труда,
- тренинги по безопасности,
- психологическая поддержка.

Особое внимание уделяется:

- внедрению цифровых систем мониторинга,
- использованию эргономичного инструмента,
- применению экологичных материалов,
- совершенствованию технологических процессов.

Реализация данных мер позволяет:

- снизить уровень травматизма на 40-60%,
- уменьшить профзаболеваемость,
- повысить производительность труда,
- обеспечить соответствие международным стандартам.

Эффективность применяемых методов регулярно оценивается через:

- анализ показателей травматизма,
- медицинскую статистику,
- результаты специальной оценки условий труда,
- опросы сотрудников.

«Для эффективного решения обозначенных проблем необходимо:

- применять нормативно-обоснованные меры,
- реализовывать адресные мероприятия,
- обеспечивать системный контроль» [22].

Нормативно-обоснованные меры по снижению профессиональных рисков представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Мероприятия по снижению профессиональных рисков

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
«Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования»	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)» [12].
«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях автомобиля»	Выполнение на регулярной основе планово-предупредительного обслуживания. Эксплуатация технологического оборудования в строгом соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования; – знаки безопасности, цвета, разметка по ГОСТ 12.4.026-2015; – обеспечение дистанционного управления оборудованием	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)» [12].
«Повышенный уровень шума»	Мониторинг здоровья работников: – систематическое проведение аудиометрии для сотрудников шумных цехов; – создание индивидуальных аудиограмм для отслеживания динамики слуха; – включение исследований в программу периодических медосмотров. Инструктаж по: – правилам эксплуатации СИЗ органов слуха; – технике подбора и применения противошумных устройств; – методам проверки плотности прилегания защитных средств. Техническая модернизация: – плановый контроль уровня шума оборудования	Защитные противошумные наушники, беруши противошумные» [20].

Продолжение таблицы 17

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
	– внедрение шумопонижающих технологий (вибрационные демпферы, звукоизолирующие кожухи, акустические экраны); – приоритетная замена устаревшего шумного оборудования. Организация рабочего процесса: – введение регламентированных «тихих пауз»; – создание зон акустической разгрузки; – оптимизация графика работы с учетом шумовой нагрузки. Тренинги по: – техникам стрессоустойчивости; – методам звуковой релаксации; – профилактике слухового утомления. Консультации корпоративного психолога Инженерные решения: – установка звукопоглощающих панелей; – применение антивибрационных креплений; – модернизация вентиляционных систем; – использование шумоподавляющих материалов	
«Возможность поражения электрическим током	Образовательные мероприятия: – проведение специализированных курсов по принципам безопасной эксплуатации электроустановок, методам идентификации опасных участков, правилам применения электрозащитных средств; – организация регулярных тематических семинаров с разбором реальных случаев Практическая подготовка – ежеквартальные тренировки по алгоритмам действий в	Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей» [12].

Продолжение таблицы 17

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
	– аварийных ситуациях, технике безопасного отключения оборудования, особенностям работы под напряжением; – внедрение системы ежегодной аттестации электротехнического персонала. Техническая защита: – оснащение рабочих мест современными устройствами защитного отключения, диэлектрическими коврами и инструментами, сигнализаторами напряжения, заземляющими устройствами нового поколения. Профилактический контроль: – внедрение системы планово-предупредительных ремонтов: – ежемесячный осмотр силовых линий, – термографический контроль соединений, – диагностика изоляции электрооборудования, – ведение электронного журнала технического состояния. Административный надзор: – реализация трехступенчатой системы контроля, – ежедневный осмотр ответственным лицом, – еженедельная проверка начальником участка, – месячная комиссия инспекция, – автоматизированная система учета нарушений. Медицинское сопровождение: – углубленные медосмотры для электротехперсонала: – проверка нервной системы – контроль сердечно-сосудистых показателей – тесты на скорость реакции	

Продолжение таблицы 17

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
«Отсутствие или недостаток естественного света	Оптимальное расположение рабочих мест с акцентом на естественный свет (размещение столов и зон активности рядом с окнами или в хорошо освещённых участках). Использование прозрачных конструкций для свободного проникновения дневного света (стеклянные перегородки, светопропускающие стены или другие решения, обеспечивающие равномерное освещение без искусственных источников)» [22].	—
«Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	Оздоровительно-профилактические мероприятия: — медицинские осмотры (предварительный (при поступлении на работу) и периодические (в течение трудовой деятельности) и других медицинских осмотров согласно ст. 212 ТК РФ; — правильное оборудование рабочих мест, обеспечение технологической и организационной оснащённости средствами комплексной и малой механизации; — используемые в работе оборудование и предметы должны быть удобно и рационально расположены на столе» [27].	—
«Монотонность труда	— чередование задач и ротация видов деятельности, периодическая смена рабочих операций для предотвращения однообразия и поддержания вовлеченности; — внедрение элементов автономности и разнообразия, предоставление сотрудникам возможности влиять на порядок выполнения задач и варьировать методы работы;	—

Продолжение таблицы 17

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
	– регламентированные перерывы и микропаузы, введение коротких перерывов для отдыха и смены активности в течение рабочего дня; – использование технологических решений, автоматизация рутинных процессов и применение интерактивных систем для повышения вариативности труда; – психологическая разгрузка и мотивация, организация зон отдыха, проведение мини-тренингов или использование геймификации для поддержания интереса; – оптимизация эргономики рабочего места, создание комфортных условий, снижающих физическое и эмоциональное напряжение (например, регулируемая мебель, динамическое освещение). Мероприятия подбираются с учетом специфики труда и рекомендаций по охране здоровья (СНиП, СанПиН, ТК РФ).	

Данный подход гарантирует не только формальное соблюдение требований охраны труда, но и создание по-настоящему безопасной производственной среды. Все мероприятия должны быть задокументированы и включены в систему управления охраной труда предприятия.

5.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта

План пожарной безопасности – это документ, регламентирующий порядок действий при пожаре, эвакуации людей и материальных ценностей, а также меры по предотвращению возгораний.

Этот план должен быть доступен всем сотрудникам и регулярно пересматриваться.

План пожарной безопасности содержит:

- ответственных за пожарную безопасность;
- профилактику (проверки оборудования, хранение горючих материалов);
- порядок действий при пожаре: оповещение (сигнализация, вызов МЧС); эвакуация (схемы путей, сборные пункты); тушение (огнетушители, пожарные краны);
- проверки и обновления (регулярные тренировки, корректировка плана).

Производим анализ потенциальных источников пожаров и определяем опасные факторы, способные их вызвать (таблица 18).

Таблица 18 – Идентификация классов и опасных факторов пожара

Участок	Оборудование	Класс пожара	Опасные факторы пожара	Сопутствующие проявления факторов пожара
«Агрегатный участок	Технологическое оборудование, применяемое на агрегатном участке	В	Пламя и искры, повышенная температура окружающей среды, повышенная концентрация токсичных продуктов горения и термического разложения	Образующиеся в процессе пожара осколки, части разрушившихся строительных зданий, инженерных сооружений, оборудования, технологических установок» [17].

Классификация пожарной техники (по ГОСТ Р 53325-2012 и нормам МЧС) включает следующие основные категории:

- первичные средства пожаротушения: огнетушители (пенные, порошковые, углекислотные, хладоновые); пожарные щиты и инвентарь (вёдра, лопаты, ящики с песком, кошмы (противопожарные полотна), багры, топоры, ломы);

- пожарные автомобили: основные (АЦ – автоцистерны, АНР – насосно-рукавные); специальные (автолестницы, дымоудаление, аварийно-спасательные);
- пожарные поезда, суда, вертолёты (для спецобъектов);
- мотопомпы (переносные насосы для воды).
- установки пожаротушения: автоматические системы (водяные (спринклерные, дренчерные), газовые, порошковые, аэрозольные);
- пожарные краны и рукава (в зданиях);
- пожарная сигнализация и связь (извещатели (дымовые, тепловые, ручные);
- приёмно-контрольные приборы (ПКП);
- системы оповещения (громкоговорители, световые табло);
- средства индивидуальной защиты (СИЗ) для пожарных: костюмы, каски, дыхательные аппараты (ДАСВ), теплоотражающие экраны; для эвакуируемых: противогазы, самоспасатели (например, «Феникс»);
- специальная техника: роботы-пожарные (для АЭС, химических объектов); термокамеры и тепловизоры для поиска очагов.

«Выполним классификацию средств пожаротушения, применяемых для данного технического объекта:

- первичные средства пожаротушения – внутренний пожарный кран, щит пожарный с песком и инвентарем (лом, багор пожарный, топор, комплект для резки электропроводов, лопата совковая, полотно асбестовое), универсальный огнетушитель порошковый ОП-10 – 1 шт., воздушно-пенный огнетушитель ОВП-12 – 1 шт.;
- мобильные средства пожаротушения предназначены для тушения пожаров с возможностью перемещения (мотопомпа для тушения возгораний);

- стационарные средства пожаротушения состоят из трубопроводов, в случае с наполнением из воды, пара или пены. Система трубопроводов соединяет автоматические устройства и оборудование. Приборы реагируют на повышенную температуру, сигнал передается на датчики. Затем происходит включение насосов, подающих воду» [16].

«Разработка планов действий по пожарной безопасности – обязательная процедура для организаций, зданий и сооружений, регламентированная ФЗ №69 О пожарной безопасности и Правилами противопожарного режима в РФ» [19].

Цели разработки планов:

- предотвращение пожаров (профилактика нарушений);
- обеспечение безопасности людей (эвакуация, первая помощь);
- минимизация ущерба (быстрое тушение, защита имущества);
- соответствие закону (избежание штрафов и приостановки деятельности).

Рассмотрим основные виды планов по пожарной безопасности.

План эвакуации при пожаре состоит из графической части (схема путей эвакуации, выходы, места огнетушителей) и текстовой инструкции (действия персонала, вызов МЧС, порядок отключения оборудования).

Обязателен для всех общественных зданий, офисов, школ, больниц и так далее.

Инструкция о мерах пожарной безопасности включает в себя Правила содержания территории, электрооборудования, хранения ЛВЖ (легковоспламеняющихся жидкостей), порядок проведения огневых работ, ответственных лиц и их обязанности.

План противопожарных мероприятий содержит:

- регулярные проверки (электропроводки, систем сигнализации);
- обучение персонала (инструктажи, тренировки);
- техническое обслуживание средств пожаротушения.

План ликвидации аварийных ситуаций (ПЛАС) оформляется для опасных объектов (АЗС, склады ГСМ, химические производства). Включает взаимодействие с МЧС, локализацию возгораний, защиту окружающей среды.

Разработка планов состоит из 5 этапов:

- анализ объекта (категория пожарной опасности, особенности здания);
- определение рисков (где возможны возгорания, слабые места);
- разработка документов (схемы, инструкции, приказы);
- согласование (при необходимости – с МЧС или экспертами);
- обучение персонала и проведение тренировок.

Разрабатываем планы соблюдения требований пожарной безопасности при сборке согласующего редуктора (таблица 19).

Таблица 19 – Перечень мероприятий по пожарной безопасности при сборке согласующего редуктора

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности
«Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия» [15]
«Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись» [22]
«Проведение технического обслуживания, планово-предупредительных ремонтов, модернизации и реконструкции оборудования	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ» [24]
«Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ» [15].
«Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения

Продолжение таблицы 19

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности
источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения	также средств с истекшим сроком действия» [26]
«Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143-2009, ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах
Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности» [15]

Рассмотрим обязанности работодателя по пожарной безопасности.

Контроль горючих отходов: не допускать скопления легковоспламеняющихся материалов, включить регулярную уборку в систему противопожарных мер.

Обучение персонала: четко разъяснять сотрудникам риски, связанные с используемыми материалами и технологическими процессами; вводный инструктаж для новых работников; ознакомить каждого нового сотрудника с разделами плана пожарной безопасности, которые касаются его личной защиты в ЧС.

Техническое обслуживание оборудования: проводить плановые проверки и ремонт теплогенерирующих установок, чтобы исключить риск возгорания.

5.5 Обеспечение экологической безопасности рассматриваемого технологического процесса сборки согласующего редуктора

Экологическая безопасность – это комплекс мер, направленных на сохранение природных систем и предотвращение их разрушения в результате человеческой деятельности.

Ключевые аспекты:

- защита экосистем от загрязнения, истощения и необратимых изменений;
- рациональное использование ресурсов (воды, почвы, воздуха, биоразнообразия);
- минимизация антропогенного воздействия на окружающую среду.

Основные направления:

- контроль загрязнений (промышленные выбросы, отходы, химические вещества);
- сохранение биоразнообразия (защита редких видов, восстановление лесов);
- устойчивое развитие (баланс между экономикой и экологией).

Экологическая безопасность – не просто синоним охраны природы, а системный подход к гармоничному взаимодействию человека и окружающей среды.

Выполняем идентификацию негативных (вредных, опасных) экологических факторов, возникающих при технологическом процессе сборки согласующего редуктора и сведем их в таблицу 20.

Таблица 20 – Идентификация негативных (вредных, опасных) экологических факторов

Технологический процесс	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
«Сборка согласующего редуктора»	Мелкодисперсная пыль в воздушной среде, испарения смазочно-охлаждающей жидкости с поверхности новых деталей.	Масло трансмиссионное	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы коммунальный мусор), металлический лом, стружка» [11].

«Последствия игнорирования негативных факторов

- ухудшение здоровья населения (респираторные, онкологические заболевания).
- деградация экосистем (исчезновение видов, опустынивание).
- экономические потери (ущерб сельскому хозяйству, туризму).
- климатические катастрофы (учащение экстремальных погодных явлений)» [26].

Идентификация вредных экологических факторов – первый шаг к разработке стратегий устойчивого развития и снижению антропогенной нагрузки на природу.

Для минимизации вреда от пыли и СОЖ требуется комплексный подход:

- технический – фильтрация + модернизация оборудования,
- организационный – обучение персонала, контроль норм,
- экологический – правильная утилизация отходов.

Составляем сводную таблицу 21 с мероприятиями по минимизации вреда от пыли и СОЖ.

Таблица 21 – Сводная таблица с мероприятиями по минимизации вреда от пыли и СОЖ

Вредный фактор	Способ устранения	Примечание
Мелкодисперсная пыль	Фильтрация: циклоны – грубая очистка крупных частиц (эффективность ~70–80%). рукавные фильтры – задерживают частицы до 1 мкм (эффективность 95–99%). электрофильтры – для субмикронной пыли (используют коронный разряд). мокрые скрубберы – улавливание пыли водой (актуально для литейных цехов).	–
Испарения СОЖ и масляных аэрозолей	Маслоуловители (коалесцентные фильтры) – отделяют масло от воздуха. Угольные адсорбенты – для летучих органических соединений (ЛОС).	ПДК для металлической пыли – 0,5–10 мг/м ³ (зависит от металла). ПДК для масляных аэрозолей – 5 мг/м ³

Продолжение таблицы 21

Вредный фактор	Способ устранения	Примечание
	Плазменно-каталитические очистители – разложение паров СОЖ на CO ₂ и H ₂ O	(СанПиН 1.2.3685-21).
Отходы различного типа: металлическая стружка и лом; промасленная ветошь, спецодежда; твердые коммунальные отходы (ТКО)	Переплавка на металлургических заводах. Обезжиривание + сжигание в спецпечах. Сортировка + захоронение/переработка. Регенерация или сжигание в цементных печах	–
Опасные отходы	Масла (код 4 13 101–4 13 110). Промасленные материалы (код 4 13 201–4 13 204) – класс опасности 3–4	–

Выводы по раз делу.

В рамках обеспечения производственной и экологической безопасности проекта выполнены следующие работы:

- составлен технологический паспорт процесса сборки согласующего редуктора;
- проведена оценка профессиональных рисков с разработкой эффективных методов их минимизации;
- определен класс пожарной опасности производства, выявлены ключевые факторы возгорания и предложены превентивные меры;
- проанализировано воздействие на окружающую среду при сборке оборудования, разработан комплекс природоохранных мероприятий.

6 Экономическая эффективность проекта

Выполним расчёт себестоимости проектируемого изделия при промышленном производстве.

«Расчет затрат на основные материалы.

Норма расхода материала на одну деталь рассчитывается по формуле:

$$H_p = \frac{G_{дет}}{K_{им}}, \quad (74)$$

где $G_{дет}$ – чистая масса детали по чертежу, кг;

$K_{им}$ – коэффициент использования материала» [23].

«Цена материала для отливок и поковок рассчитывается по формуле:

$$Ц = Ц_Б \cdot K_{сл} \cdot K_м \cdot K_{мп} \cdot K_{вып}, \quad (75)$$

где $Ц_Б$ – оптовая базовая цена 1 кг отливок или штамповок;

$K_{сл}$ – коэффициент, зависящий от группы сложности детали;

$K_м$ – коэффициент, зависящий от массы детали;

$K_{мп}$ – коэффициент, зависящий от марки материала;

$K_{вып}$ – коэффициент, зависящий от годового объема выпуска» [23].

$$K_{вып} = 0,9 + \frac{7}{B_z}, \quad (76)$$

$$K_{вып} = 0,9 + \frac{7}{10000} \approx 0,9.$$

«Затраты на основные материалы по каждому наименованию детали рассчитываются по формуле:

$$S_м = H_p \cdot Ц \cdot n_q, \quad (77)$$

где H_p – норма расхода материала в кг на одну деталь;

C – цена материала в рублях за 1 кг;

n_q – количество деталей одного наименования на узел» [23].

Результаты расчета затрат на основные материалы сводим в таблицу 22.

Таблица 22 – Расчет затрат на основные материалы

Наименование, марка материала	Вид заготовки	Масса детали, кг	Козф. материала	Норма расхода	Цена, руб.	Количество деталей	Затраты руб.
Вал шестерня, 18 ХГТ	Поковка	3,5	0,7	5	60	1	144,5
Стакан подшипника, КЧ60-3	Литье под давлением	1,6	0,65	2,46	18	1	22,6
Корпус, КЧ60-3	Литье под давлением	7,3	0,8	9,1	18	1	83,7
Крышка, КЧ60-3	Литье под давлением	6,8	0,85	8	18	1	73,6
Втулка, 18 ХГТ	Литье под давлением	1,3	0,8	1,6	61	1	46,2
Шестерня ведущая, 18 ХГТ	Поковка	7,8	0,6	13	89	1	375,7
Шестерня ведомая, 18 ХГТ	Поковка	6,3	0,6	10,5	60	1	303,5
Крышка, КЧ60-3	Литье под давлением	2,1	0,8	2,62	18	1	21,8
Кольцо, Сталь 65Г2	Литье под давлением	0,2	0,6	0,33	40	1	6,6
Втулка, 18 ХГТ	Литье под давлением	0,55	0,75	0,73	60	1	21,1
Крышка, КЧ60-3	Отливка	6,1	0,6	10,1	18	1	92,2
Итого:					–	11	1191,5

Определение затрат на покупные комплектующие изделия и детали.

Затраты на покупные комплектующие изделия и детали представлены в таблице 23.

Таблица 23 – Затраты на покупные комплектующие изделия и детали

Наименование	Характеристика, ГОСТ, ОСТ, ТУ	Количество, шт.	Цена руб./шт.	Сумма, руб.
Подшипник 206	ГОСТ 8338-75	1	28	28
Подшипник 213	ГОСТ 8338-75	1	31	31
Подшипник 308	ГОСТ 8338-75	1	44	44
Подшипник 2209	ГОСТ 8338-75	4	35	140
Подшипник 7311А	ГОСТ 8338-75	1	52	52

Продолжение таблицы 23

Наименование	Характеристика, ГОСТ, ОСТ, ТУ	Количество, шт.	Цена руб./шт.	Сумма, руб.
Подшипник 32210	ГОСТ 8228-75	1	47	47
Подшипник 50309	ГОСТ 2893-82	1	54	54
Болт М8×40	ГОСТ 7898-70	12	3	36
Болт М10×40	ГОСТ 7898-70	2	5	10
Гайка М8	ГОСТ 15521-70	12	1	12
Гайка М12	ГОСТ 15521-70	8	2	16
Шайба М8	ГОСТ 6402-70	20	1	20
Шайба М10	ГОСТ 6402-70	2	1	2
Шайба М12	ГОСТ 6402-70	4	1	4
ШпилькаМ10	ГОСТ 3128-70	12	3,5	42
ШпилькаМ12	ГОСТ 3128-70	4	4	16
Штифт 16×35	ГОСТ 3128-70	2	5	10
Манжета 1-20×40	ГОСТ 8752-79	2	20	40
Манжета 1-4×62	ГОСТ 8752-79	1	25	25
Манжета 1-20×40	ГОСТ 8752-79	1	30	30
Гидропривод	—	2	20780	20780
Итого:		98		21271

«Заработная плата основных рабочих.

Расчет трудоемкости механической обработки деталей выполняется по формуле:

$$T_o = T_{мин} \cdot \left(\frac{G}{G_{мин}} \right) \cdot 0,66 \cdot \left(\frac{m}{m_{мин}} \right) \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{B}{B_{мин}} \right)^{-0,2} \cdot n_o, \quad (78)$$

где $T_{тип}$ – трудоемкость обработки типовой детали, н-час;

$G, G_{тип}$ – масса проектируемой и типовой детали, кг;

$m, m_{тип}$ – количество обрабатываемых поверхностей у проектируемой и типовой и типовой деталей;

$B, B_{тип}$ – годовой выпуск проектируемой и типовой деталей, шт.;

n_d – количество деталей данного наименования в изделии» [23].

Трудоемкость термической обработки деталей определяется по формулам:

– для операции закалки:

$$T_m = \frac{1}{60} \cdot (0,87 - 0,75 \cdot G + 0,45 \cdot G^2 - 0,036 \cdot G^3) = 0,63 \text{ н-ч.},$$

– для операции цементации и закалки:

$$T_m = \frac{1}{60} \cdot (1,17 + 1,26 \cdot G - 0,28 \cdot G^2 + 0,02 \cdot G^3) = 0,72 \text{ н-ч.}$$

В таблице 24 представлен расчет трудоемкости механообработки деталей.

Таблица 24 – Расчет трудоемкости механообработки деталей

Номер и наименование детали	Проектируемая деталь			Трудоемкость, н-час	Типовая деталь			Трудоемкость, н-ч.
	Масса, кг	Количество поверхностей	Годовой выпуск		Масса, кг	Количество поверхностей	Годовой выпуск, тыс.	
Вал шестерня	3,5	17	0,2	0,3	3,5	1,5	53	0,3
Стакан подшипника	1,6	9	0,05	0,07	1,6	1,5	83	0,01
Корпус	7,3	18	0,3	0,2	7,3	1,8	142	0,10
Крышка	6,8	12	0,2	0,05	6,8	1,5	412	0,15
Втулка	1,3	4	0,01	0,08	1,3	14	53	0,21
Шестерня ведущая	7,8	14	0,05	0,2	7,8	1,8	80	0,2
Шестерня ведомая	6,3	14	0,06	0,18	6,3	0,5	80	0,2
Крышка	2,1	7	0,1	0,05	2,1	1,5	412	0,02
Кольцо пружинное	0,2	4	0,05	0,06	0,2	9	100	0,05
Втулка	0,55	4	0,01	0,1	0,55	32	150	0,15
Крышка	6,1	8	0,01	0,05	6,1	1,5	412	0,06
Ведомая шестерня	4,2	18	0,03	0,31	4,2	0,9	53	0,3
Корпус	5,1	15	5000	0,23	5,1	0,9	142	0,1
Валик	2,1	4	20000	0,13	2,1	0,9	1300	0,03

«Трудоемкость сборки узла определяется по формуле:

$$T_{сб} = 0,01 \cdot G_{уз}^{0,2} \cdot n_d^{0,3} \cdot (1 + l_{св})^{0,1} \cdot (1 + \Pi)^{0,2} \cdot (1 + K)^{0,5}, \quad (79)$$

где $G_{уз}$ – масса узла;

n_d – количество деталей (без крепежа) и комплектующих в узле;

$l_{св}$ – общая длина свариваемого шва, мм;

Π – число посадочных мест;

K – суммарное количество точек контактной сварки, заклепочных, развальцованных и крепежных соединений» [23].

$$T_{сб} = 0,01 \cdot G_{уз}^{0,2} \cdot n_{\partial}^{0,3} \cdot (1 + l_{сб})^{0,1} \cdot (1 + \Pi)^{0,2} \cdot (1 + K)^{0,5} = 0,92 \text{ н.-ч.},$$

«Заработная плата основных рабочих (с отчислениями) определяется по формуле:

$$S_z = (T_{мех} + T_m + T_{сб}) \cdot l_{ч} \cdot K_{пр} \cdot K_{\partial} \cdot K_{сс}, \quad (80)$$

где $l_{ч}$ – средняя часовая тарифная ставка основных рабочих;

$K_{пр}$ – коэффициент премий и доплат, принимается равным 1,4;

K_{∂} – коэффициент, учитывающий дополнительную зарплату, принимается равным 1,2;

$K_{сс}$ – коэффициент, учитывающий отчисления во внебюджетные фонды, принимается равным 1,3» [23].

$$S_z = (T_{мех} + T_m + T_{сб}) \cdot l_{ч} \cdot K_{пр} \cdot K_{\partial} \cdot K_{сс} = 1310 \text{ р.}$$

Выполним калькуляцию себестоимости узла (таблица 25).

Таблица 25 – Калькуляция себестоимости узла

Статья затрат	Сумма, руб.	Примечание
Основные материалы	1191,5	–
Покупные комплектующие изделия	21271	–
Заработная плата производственных рабочих	980	–
Содержание и эксплуатация оборудования	716	200% от основной зарплаты рабочих
Цеховые расходы	429,6	60% от основной зарплаты рабочих

Продолжение таблицы 25

Статья затрат	Сумма, руб.	Примечание
Итого цеховая себестоимость	24159,05	—
Общезаводские расходы	286,4	80% от основной заработной платы рабочих
Итого заводская себестоимость:	24445,45	—
Внепроизводственные расходы	236,7	1% от заводской себестоимости
Всего:	24682,15	100%

«Экономия от применения изделия повышенной долговечности:

$$\mathcal{E}_o = \left(\frac{T_n}{T_6} - 1 \right) \cdot C_6, \quad (80)$$

где T_n – срок службы проектируемого изделия с повышенной долговечностью, принимается равным 10000 ч.;

T_6 – срок службы базового изделия более низким сроком службы, принимается равным 8000 ч.;

C_6 – цена базового изделия с более низким сроком службы, принимается равным 6000 р» [23].

$$\mathcal{E}_o = \left(\frac{10000}{8000} - 1 \right) \cdot 6000 = 1500 \text{ р./шт.} \quad (80)$$

Сведём технико-экономические показатели в таблице 26.

Таблица 26 – Техничко-экономические показатели

Наименование показателя	Единица измерения	Величина
Масса конструируемого узла	кг	96,35
Размер опытной партии	шт.	10
Трудоемкость ОКР всего, в том числе:	чел./дн.	1443,1
– проектирование;	чел./дн.	36
– технологическая подготовка опытного производства и изготовление опытной партии изделий;	чел./дн.	1400,5
Испытания и корректировка документации.	чел./дн.	6,6

Продолжение таблицы 26

Наименование показателя	Единица измерения	Величина
Продолжительность ОКР всего, в том числе:	раб. дни	146
–проектирование;	раб. дни	33
– технологическая подготовка опытного производства;	раб. дни	47
– изготовление опытной партии изделий;	раб. дни	348
– испытания и корректировка документации.	раб. дни	4,05
Численность группы для выполнения ОКР	чел.	88
Сметная стоимость ОКР	руб.	1616174,8
Годовой объем выпуска	шт.	10000
Полная себестоимость узла	р.	24682,15
Удельная себестоимость, приходящая на 1 кг массы узла	р./кг	140,3
Экономический эффект	р./шт.	1500

На основе проведённых расчётов себестоимость производства одного согласующего редуктора в условиях промышленного производства составляет 1500 р.

Выводы по разделу.

Основные статьи затрат:

- материалы (36%) – наибольшая доля, особенно металл и подшипники;
- оплата труда (36%) – высокая трудоёмкость сборки и обработки;
- накладные расходы (23%) – существенно влияют на итоговую стоимость.

Потенциал снижения себестоимости:

- оптимизация закупок (оптовые скидки на материалы, поиск альтернативных поставщиков);
- автоматизация (снижение трудоёмкости за счёт ЧПУ-станков);
- увеличение объёмов выпуска (распределение постоянных затрат на большее количество изделий).

Заключение

В рамках данного дипломного проектирования была произведена модернизация трансмиссии гусеничного снегоболотохода ГТ-СМ. Все требования, сформулированные в рамках задания на дипломное проектирование, были выполнены.

Были произведены все необходимые расчёты в рамках конструкторского, технологического и организационно-экономического разделов. Так же были сформулированы основные требования, предъявляемые к конструкции дифференциала и конечной передачи, по части безопасности конструкции.

Примененные решения позволили существенно улучшить управляемость гусеничного снегоболотохода ГТ-СМ, в том числе при прямолинейном движении и при повороте.

Снижается сопротивление движению, а, следовательно – уменьшаются нагрузки на трансмиссию. Также улучшены показатели топливной экономичности.

Давление, необходимое для работы муфты – около 0,6 МПа, на создание такого давления расходуется лишь незначительная часть мощности двигателя, что также благотворно сказывается на топливно-экономических показателях.

Спроектированная трансмиссия имеет меньшие габариты и массу и больший ресурс по сравнению со стандартным изделием. Конструкция и получилась простой, надёжной, с длительным сроком службы.

Требования к качеству изготовления и сборки возрастают незначительно, и не предполагают сколь-нибудь серьёзной переналадки производства.

Спроектированная конструкция достаточно технологична и отвечает условиям среднесерийного производства.

Список используемой литературы и используемых источников

- 1 Ахметов Л.А., Иванов В.Н., Ерохов В.И. Экономическая эффективность и эксплуатационные свойства газобаллонных автомобилей. - М.: Высшая школа, 2010. – 272 с.
- 2 Беляев С.В., Беляев В.В. Топлива для современных и перспективных автомобилей: Учебное пособие. - Петрозаводский Гос. университет, 2005. - 236 с.
- 3 Вахламов В.К. Автомобили конструкция и элементы расчета. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. - 480 с.
- 4 Горина Л.Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта». Учеб.-метод. пособие / Л.Н. Горина, М.И. Фесина; ТГУ ; Ин-т машиностроения ; каф. «Управление промышленной и экологической безопасностью» . - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2018. - 41 с.
- 5 ГОСТ 27577-2000. Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия.
- 6 Графкина М.В. Михайлов В.А. Нюнин Б.Н. Безопасность жизнедеятельности: учебник для студентов ВУЗов. – М.: «Велби Проспект», 2014. – 608 с.
- 7 Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля: дис. докт. техн. наук / А.Б. Гредескул. – Харьков, 1963. – 271 с.
- 8 Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А.И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.
- 9 Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А.И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.
- 10 Гуревич Л.В., Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
- 11 Гурьянов С.И. Повышение точности диагностирования тормозных свойств автопоездов на стенде / С. И. Гурьянов. // Диагностика автомобилей:

III всесоюзная научно-техническая конференция: тезисы докладов. - Улан-Удэ, 1989. – с. 147-148.

12 Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон, Ф. М. Лион. – Мир, 1981. – 610 с.

13 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф.Дунаев, О.П. Леликов. - 12-е изд., стер. - М.: Издательский центр «Академия», 2009. - 496 с.

14 Ерохов В.И. Газобаллонные автомобили (конструкция, расчет, диагностика). Учебник для ВУЗов. - М.: Горячая линия - Телеком, 2012. – 598 с.

15 Жуков С.А. Природный газ - моторное топливо XXI века / Промышленность сегодня. 2009. № 2. С. 12-16.

16 Золотницкий В.А. Автомобильные газовые топливные системы. - М.: АСТ Астрель, 2009. - 128 с.

17 Косиловой А.Г. Мещерякова Р.К. Справочник технолога - машиностроителя. В 3-х т. - М.: Машиностроение, 2012. – 407с.

18 Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет автомобильных двигателей. / Учебное пособие. Киров: Вятская ГСХА, 2008. - 174 с.

19 Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Применение и эксплуатация газобаллонного оборудования: Учебное пособие. - Киров, Вятская ГСХА, 2006. - 183 с.

20 Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Применение и эксплуатация газобаллонного оборудования: Учебное пособие. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. - 183 с.

21 Лиханов В.А., Лопатин О.П. Экологическая безопасность: Учебное пособие. - Киров: ВГСХА, 2006. – 126 с.

22 Маевская Е.Б. Экономика организации : учебник / Е.Б. Маевская. - Москва: ИНФРА-М, 2017. - 351 с.

23 Макарова И.В., Хабибуллин Р.Г., Габсалихова Л.М., Валиев И.И. Перспективы и риски перевода автомобильного транспорта на газомоторное топливо. – Фундаментальные исследования. №10, 2013, С. 1209-1214

24 Никифоров Л.Л. Безопасность жизнедеятельности: Учебное пособие для бакалавров / Л.Л. Никифоров, В.В. Персиянов. - М.: Дашков и К, 2015. - 496 с.

25 Панов Ю.В. Установка и эксплуатация газобаллонного оборудования автомобилей: учебное пособие. 5-е изд., стер. - М.: Академия, 2012. – 160 с.

26 Петренко А.М. Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие / А.М. Петренко. - М.: МАДИ, 2013. – 41 с.

27 Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на сжатом природном газе. Руководящий документ Р 3112199-1095-03.

28 Теория автомобиля и автомобильного двигателя: М.Д. Артомонов, В.В. Илларионов, М.М. Морин. М., Машиностроение, 1968 – 283 с.

29 Чумаков Л.Л. Раздел выпускной квалификационной работы «Экономическая эффективность проекта». Уч.-методическое пособие / Л.Л. Чумаков. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. – 37 с.

30 Эрдеди А.А. Детали машин: учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Академия, 2012. - 106 с.

31 David A. Hensher, Kenneth J. Button / Handbook of transport modeling. - [2. impr.]. - Amsterdam [etc.] : Pergamon, 2002 [1] с. - 165 p.

32 Henzold G. Geometrical dimensioning and tolerancing for design, manufacturing and inspection / A handbook for geometrical product specification using ISO and ASME standards – Burlington, 2016. – 390 p.

33 Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.

34 Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.

35 Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.

Спецификации

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №									
							Документация		
		A4			25.ДПО1133.61.00.000.ПЗ	Пояснительная записка	1		
		A1			25.ДПО1133.61.01.000.СБ	Сборочный чертеж	3		
							Детали		
				1	25.ДПО1133.61.01.001	Уплотнение	1		
				2	25.ДПО1133.61.01.002	Шестерня ведущая	1		
				3	25.ДПО1133.61.01.003	Шестерня ведомая	1		
				4	25.ДПО1133.61.01.004	Вал	1		
				5	25.ДПО1133.61.01.005	Шестерня	1		
				6	25.ДПО1133.61.01.006	Втулка	1		
				7	25.ДПО1133.61.01.007	Кольцо	1		
				8	25.ДПО1133.61.01.008	Прокладка	1		
				9	25.ДПО1133.61.01.009	Пружина	1		
				10	25.ДПО1133.61.01.010	Прокладка	1		
				11	25.ДПО1133.61.01.011	Прокладка	1		
				12	25.ДПО1133.61.01.012	Гайка	1		
		13	25.ДПО1133.61.01.013	Стакан	1				
		14	25.ДПО1133.61.01.014	Опора	1				
		15	25.ДПО1133.61.01.015	Шайба дугеля	1				
		16	25.ДПО1133.61.01.016	Кольцо уплотнительное	1				
		17	25.ДПО1133.61.01.017	Шайба	1				
		18	25.ДПО1133.61.01.018	Корпус уплотнения	1				
		19	25.ДПО1133.61.01.019	Корпус	1				
		20	25.ДПО1133.61.01.020	Кольцо уплотнительное	1				
		21	25.ДПО1133.61.01.021	Шайба	1				
					25.ДПО1133.61.01.000				
Инв. № подл.	Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Передача бортовая	Лит.	Лист	Листов	
	Разраб.	Уткин К.Е.				Д	1	2	
	Проб.	Бобровский А.В.				ТГУ, АТС-2001б			
	Н.контр.	Бобровский А.В.							
	Утв.	Бобровский А.В.							

Копировал

Формат А4

Рисунок А.1 – Спецификация на передачу бортовую

Продолжение Приложения А

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		22	25.ДПО1133.61.00.022	Прокладка	1		
		23	25.ДПО1133.61.00.023	Прокладка	1		
		24	25.ДПО1133.61.00.024	Кольцо	1		
		25	25.ДПО1133.61.00.025	Кольцо уплотнения	1		
		26	25.ДПО1133.61.00.026	Кольцо	1		
		27	25.ДПО1133.61.00.027	Прокладка	1		
		28	25.ДПО1133.61.00.028	Кольцо уплотнительное	1		
		29	25.ДПО1133.61.00.029	Прокладка	1		
		30	25.ДПО1133.61.00.030	Манжета	1		
		31	25.ДПО1133.61.00.031	Поддон	1		
				Стандартные изделия			
		35		Болт М10х15х22 ГОСТ 7795-70	14		
		36		Болт М14х15х28 ГОСТ 7795-70	14		
		37		Болт М16х15х36 ГОСТ 7795-70	10		
		38		Болт М16х15х36 ГОСТ 7795-70	11		
		39		Болт М20х15х45 ГОСТ 7796-70	1		
		40		Гайка М12х15х45 ГОСТ 5917-70	6		
		41		Гайка М30х2.8.016 ГОСТ 5915-70	1		
		42		Гайка М30х2.8.016 ГОСТ 5916-70	1		
		43		Кольцо 180-190-58-2-2 ГОСТ 18829-73	1		
		44		Подшипник 32318КМ ГОСТ 8328-75	1		
		45		Подшипник 92314КМ ГОСТ 8328-75	1		
		46		Подшипник 92315КМ ГОСТ 8328-75	1		
		47		Подшипник 414 ГОСТ 8338-75	1		
		48		Шайба 1065ГО5 ГОСТ 6402-70	14		
		49		Шайба 12Т66ГО5 ГОСТ 11371-78	4		
		50		Шайба 16Т65ГО5 ГОСТ 6402-70	9		
		51		Шайба 20Т65ГО5 ГОСТ 6402-70	1		
		52		Шайба 20Т65ГО5 ГОСТ 6402-70	10		
		53		Шпилька М30х40 ГОСТ 22034-76	1		
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № докл.	25.ДПО1133.61.00.000			Лист
							2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

Копировать

Формат А4

Копировал

Формат А4

Рисунок А.2 – Спецификация на передачу бортовую

Продолжение Приложения А

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание				
Справ. №											
					Документация						
	A4			25.ДП.01.133.61.00.000.ПЗ	Пояснительная записка	1					
	A1			25.ДП.01.133.61.02.000.СБ	Сборочный чертеж	2					
					Детали						
			1	25.ДП.01.133.61.02.001	Стакан	1					
			2	25.ДП.01.133.61.02.002	Корпус	1					
			3	25.ДП.01.133.61.02.003	Корпус	1					
			4	25.ДП.01.133.61.02.004	Вал шестерня	1					
			5	25.ДП.01.133.61.02.005	Прокладка	1					
			6	25.ДП.01.133.61.02.006	Прокладка	1					
			7	25.ДП.01.133.61.02.007	Прокладка	1					
	Инд. № докл.			8	25.ДП.01.133.61.02.008	Прокладка	1				
			9	25.ДП.01.133.61.02.009	Прокладка	1					
			10	25.ДП.01.133.61.02.010	Втулка	1					
			11	25.ДП.01.133.61.02.011	Стакан	1					
			12	25.ДП.01.133.61.02.012	Втулка	1					
			13	25.ДП.01.133.61.02.013	Шестерня ведущая	1					
			14	25.ДП.01.133.61.02.014	Шестерня ведомая	1					
			15	25.ДП.01.133.61.02.015	Фланец	1					
			16	25.ДП.01.133.61.02.016	Крышка	1					
			17	25.ДП.01.133.61.02.017	Шайба	1					
			18	25.ДП.01.133.61.02.018	Штуцер	1					
Взам. инв. №											
Подп. и дата											
Инд. № подл.											
				25.ДП.01.133.61.02.000							
				Редуктор согласующий							
Изм./Лист				№ докум.		Подп.		Дата			
Разработ.				Уткин К.Е.							
Проб.				Бобровский А.В.							
Н.контр.				Бобровский А.В.							
Утв.				Бобровский А.В.							
						Лит.		Лист		Листов	
						Д		1		2	
						ТГУ, АТС-20016					

Рисунок А.3 – Спецификация на редуктор согласующий

Продолжение Приложения А

[illegible]

Рисунок А.4 – Спецификация на редуктор согласующий