

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 Разработка многофункционального гусеничного транспортного средства

Студент

А.С. Жданов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. экон. наук, доцент Л.Л. Чумаков

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты

доцент И.В. Дерябин

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

ст. преподаватель О.А. Головач

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2022

Аннотация

Тема дипломного проекта «Разработка многофункционального гусеничного транспортного средства». Актуальность темы обусловлена ростом числа транспортных средств, которые предназначены для работы в тяжелых дорожных условиях. В связи с этим, необходимо разработать специфический вид гусеничного транспортного средства повышенной проходимости.

Структура дипломной работы представляет собой пять глав, оглавление, введение, заключение, список литературы, включающий иностранные источники и приложение. В расчетно-пояснительной записке работа иллюстрирована рисунками, основные расчеты и данные сведены в таблицы. Графическая часть представлена на девяти листах формата А1.

Ключевым значением проекта является разработка универсального транспорта, имеющего внедорожную специализацию. Разработка транспортного средства производилась исходя из наличия гусеничного движителя.

Целью проекта является разработка гусеничного транспортного средства повышенной проходимости. В частности, на уровне рабочего проекта произведена разработка трансмиссии гусеничного привода и подвески катков транспортного средства.

Дипломная работа логически может быть разбита на следующие связанные главы.

В первой главе дипломного проекта был произведен анализ конструкции гусеничных вездеходов, включая вездеходы иностранного производства.

Во второй главе дипломного проекта произведен подбор конструкции транспортного средства, которое может быть взято в качестве базового и выполнен тяговый расчет, подтверждающий возможность использования его в дорожных условиях. Выполнен расчет отдельных узлов и деталей, силовые и прочностные расчеты конструкции.

В третьей главе дипломного проекта была произведена разработка технологии и сформирована технологическая карта на сборку разработанной трансмиссии.

В четвертой главе дипломного проекта был произведен анализ безопасности при проведении сборочных работ трансмиссии гусеничного вездехода на сборочном участке.

Результирующим фактором, подтверждающим эффективность выполненной работы, является расчет себестоимости проведения работ по разработке гусеничного транспортного средства, произведенный в пятой главе дипломного проекта.

Результаты проведенной работы представлены в расчетно-пояснительной записке и на листах графической части.

Abstract

The theme of the graduation project is "Development of a multifunctional tracked vehicle." The relevance of the topic is due to the increase in the number of vehicles that are designed to work in difficult road conditions. In this regard, it is necessary to develop a specific type of off-road tracked vehicle.

The structure of the thesis consists of five chapters, a table of contents, an introduction, a conclusion, a list of references, including foreign sources and an appendix. In the settlement and explanatory note, the work is illustrated with figures, the main calculations and data are summarized in tables.

The thesis can be logically divided into the following related chapters.

In the first chapter of the graduation project, an analysis is made of the design of caterpillar all-terrain vehicles, including foreign-made all-terrain vehicles.

In the second chapter of the graduation project, the selection of the vehicle design is made, which can be taken as the base one and a traction calculation is performed, confirming the possibility of using it on the road.

In the third chapter of the graduation project, the development of technology is carried out and a technological map is formed for the assembly of the developed transmission.

In the fourth chapter of the graduation project, a safety analysis is made during the assembly work of the transmission of a caterpillar all-terrain vehicle at the assembly site.

The resulting factor confirming the effectiveness of the work performed is the calculation of the cost of carrying out work on the development of a tracked vehicle, produced in the fifth chapter of the graduation project.

The results of the work carried out are presented in the settlement and explanatory note and on the sheets of the graphic part.

Содержание

Введение	7
1 Технический и конструкторский анализ объекта разработки	11
1.1 Технические требования, предъявляемые к гусеничному транспортному средству	11
1.2 Техническое задание на разрабатываемую конструкцию гусеничного транспортного средства	13
1.3 Технические решения для движителей гусеничной техники	16
1.3.1 Классификация гусеничных цепей	16
1.3.2 Составная гусеница рельсового типа с приподнятыми закрытыми шарнирами	18
1.3.4 Литые гусеницы рельсового типа	23
1.3.5 Гусеницы с резинометаллическим шарниром	25
1.3.6 Тенденции развития конструкций движителей гусеничных транспортных средств	28
2 Конструкторская разработка гусеничного многофункционального транспортного средства	30
2.1 Тяговый расчет гусеничного многофункционального транспортного средства	30
2.3 Расчет сил и напряжений в шарнире спроектированного узла гусеничного движителя	38
2.4 Конструктивное решение звена гусеничной цепи	42
3 Разработка технологического процесса сборки трансмиссии гусеничного транспортного средства	58
3.1 Анализ конструкции, взятой на технологическую разработку	58
3.2 Технологический процесс сборки механизма трансмиссии	59
4 Охрана труда и безопасность объекта проектирования	64
4.1 Характеристика объекта проектирования (технологического процесса сборочных работ)	64

4.2 Идентификация профессиональных рисков	64
4.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков	69
4.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта	72
4.5 Обеспечение экологической безопасности технического объекта	74
5 Экономический раздел дипломного проекта	76
5.1 Анализ объекта дипломного проектирования	76
5.2 Исходные данные для расчета	76
5.3 Расчет затрат на материалы	77
5.4 Расчет затрат на покупные изделия и полуфабрикаты	78
5.5 Расчет затрат на заработную плату	79
Заключение	82
Список используемых источников	84

Введение

Современные экономические реалии диктуют новые требования для разрабатываемых транспортных средств. Если ранее к внедорожной технике предъявлялись требования к обеспечению проходимости, не считаясь с затратами, то теперь основным требованием к эксплуатационным характеристикам новых видов техники подобного класса, наряду с требованиями к проходимости предъявляются требования к топливной экономичности и экологичности. Однако, при этом сами механизмы транспортных средств становятся более тяжелыми и сложными, что связано с ростом мощности двигателей, увеличением грузоподъемности и прочими факторами, которые приводят к увеличению материалоемкости агрегатов. В совокупности все это приводит к тому, что внедорожное транспортное средство становится более тяжелым, что увеличивает механическое воздействие на почву и способно увеличить вероятность проваливания в нестабильные грунты, что способно снизить проходимость транспортной техники.

При движении транспортного средства по поверхности грунта происходит не только статичное воздействие на его поверхность, что вызывает уплотнение. Также происходит срыв поверхности в противоположную движению сторону, что вызывает разрушение поверхностной структуры почвы и вызывает буксование транспортного средства. Буксование опасно тем, что разрушение грунта провоцирует «закапывание» транспортного средства, и в перспективе длительного воздействия на почву таким образом, способно спровоцировать «посадку на днище», что приводит к вывешиванию движителей и к потере сцепления их с грунтом. В этом случае движение транспортного средства становится не возможным.

«Создание новых машин — задача как техническая, так и экономическая, поскольку разрабатываемые гусеничное транспортное

средство должно не только быть более совершенными по техническим характеристикам, но и обеспечивать более высокие экономические показатели на всех видах транспортных работ в различных почвенно-климатических зонах, которые характеризуются как разнообразием, так и удельными сопротивлениями почв и абразивностью.

Задача конструктора — создать машины, обеспечивающие заданное повышение производительности при достижении высшего технического уровня, качества и надежности.» [1]

«При обосновании параметров проектируемых машин, масштабов их производства необходимо учитывать, что проектируемый объект входит в упорядоченную иерархию объектов и, с одной стороны, является частью системы более высокого уровня, а с другой – системой для объектов более низкого уровня. Так, гусеничное транспортное средство входит в машинно-транспортное хозяйство, который, в свою очередь, входит в систему машин, в то же время он является системой для компонентов (сборочных единиц и деталей), его образующих.

Оптимизация параметров машин требует обоснованного выбора критерия оптимизации. Сложность и обширность проблемы практически исключает проведение оптимизации только по одному критерию, поскольку такое решение может быть далёко не оптимальным для некоторых других, достаточно весомых критериев. Очевидно, что ориентация на многокритериальную оптимизацию с независимыми критериями наиболее правильная.» [2]

При проектировании новых типов транспортных средств отдельное внимание уделяют проработке конструкции устройства и компоновке. В совокупности, это называется конструкторской технологичностью, а значит ее оценка может быть произведена при помощи компьютерной техники. Разработка конструкции внедорожного гусеничного транспортного средства в

рамках выпускной квалификационной работы будет производиться с использованием программного обеспечения.

«Тягово-сцепные свойства гусеничной тяговой машины являются одними из основных ее показателей. Гусеничное транспортное средство или тягач конструируют как тяговую машину определенного назначения, как например: сельскохозяйственный общего назначения, промышленный для строительных или дорожных работ, трелевочный, транспортный, болотный или мелиоративный. Назначение транспортного средства определяет типичные условия его работы, т.е. почвенные условия, скорость движения и тяговое сопротивление прицепной или навесной машины. Задача конструктора состоит в том, чтобы выбрать такие оптимальные конструктивные параметры ходовой части и транспортного средства в целом, которые обеспечили бы наилучшие тяговые качества транспортного средства. Поскольку гусеничное транспортное средство используется в широком диапазоне силы тяги на крюке, составляющем от 0,4 до 1,2 номинальной силы тяги, основное требование к ходовой части заключается в обеспечении высокого коэффициента полезного действия в этом диапазоне силы тяги в различных почвенных условиях.» [3]

Очень важно для проектируемого гусеничного транспортного средства, работающего в тяжелых дорожных условиях обеспечить проходимость по нестабильным грунтам. Другими словами, должно обеспечиваться постоянное сцепление движителей транспортного средства с почвой, без проваливания в нестабильный грунт и буксования. В этом случае, передвижение транспортного средства возможно со стабильным коэффициентом сцепления.

Имеется прямая зависимость между тяговыми и сцепными характеристиками гусеничного транспортного средства. Постоянное сцепление движителя с почвой обеспечивает уменьшение или исключение буксования даже на предельных рабочих режимах эксплуатации транспортного средства.

«Некоторые специалисты считают, что современные гусеничные транспортные средства уже имеют хорошие сцепные свойства. Однако при этом не учитывается, что дальнейшее улучшение сцепных качеств транспортных средств за счет конструкции позволяет уменьшить его вес, т. е. сэкономить металл и топливо. Чем лучше сцепление транспортного средства с почвой, тем устойчивее прямолинейное движение вездехода и легче осуществить автоматизацию его вождения. Чем меньше сопротивление качению транспортного средства, тем большее сопротивление рабочей машины он может преодолевать, т.е. иметь более высокую удельную силу тяги на крюке (коэффициент использования веса транспортного средства), по которому часто и оценивают сцепление Гусеничное транспортное средства с почвой.»

Целью дипломного проектирования является разработка конструкции гусеничного транспортного средства. Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд связанных между собой задач:

- провести анализ технической и конструкторской части объекта разработки;
- разработать техническое задание и техническое предложение на конструкцию гусеничного транспортного средства;
- рассчитать прочностные характеристики отдельных элементов проектируемой в рамках дипломного проекта ходовой части гусеничного транспортного средства;
- выполнить тяговый расчет гусеничного транспортного средства;
- определить перечень опасных и вредных производственных факторов, которые возникают при проведении сборочных работ и выявить пути их устранения;
- рассчитать технико-экономические показатели проведения сборочных работ гусеничного транспортного средства и рассчитать себестоимость.

1 Технический и конструкторский анализ объекта разработки

1.1 Технические требования, предъявляемые к гусеничному транспортному средству

При разработке гусеничного транспортного средства требуется определить, что именно будет являться объектом разработки и определить параметры конструкционных и эксплуатационных показателей проектируемого транспортного средства.

«Гусеничное транспортное средство класса 4 тонн тяги – гусеничный транспорт, общего назначения, для работы в условиях бездорожья с навесным (включая фронтальную и боковую навеску), полунавесными, прицепными, гидрофицированными, комбинированными машинами и орудиями. Гусеничное транспортное средство предназначено для выполнения транспортных работ в условиях бездорожья. Для выполнения транспортных операций и работ с навесным оборудованием, например отвалом, гусеничное транспортное средство должно хорошо агрегатироваться при сохранении нормальной управляемости.

На базе гусеничного транспортного средства должно быть предусмотрено создание болотоходной и крутосклонной модификации с параметрами по скорости и мощности установленными в соответствии с требованиями учреждений и ведомств, использующих это гусеничное транспортное средство.» [7]

При проектировании гусеничного транспортного средства требуется соблюдение ряда условий, которые и будут определять успешность и эффективность проектных решений.

Гусеничное транспортное средство должно обладать по возможности минимальными весовыми характеристиками. Весовая нагрузка, с одной стороны, обеспечивает тяговые усилия гусеничного транспортного средства

«Уход за гусеничным транспортным средством не должен превышать 4...5 % от общего времени эксплуатации. Это должно быть достигнуто введением автоматической регулировки механизмов, сокращения течей смазки, введением сочленений с постоянной смазкой, централизацией смазки отдельных механизмов с автоматической дозаправкой, увеличением периодов между смазками, увеличением объема топливного бака, созданием удобства и легкого доступа к смазываемым и регулируемым точкам, введением болтовых соединений, не требующих периодической подтяжки, хорошими уплотнениями, не допускающих течи топлива и смазки. Смазка всех агрегатов гусеничного транспортного средства должна производиться не более чем тремя видами смазочных материалов.» [7]

В разрабатываемой конструкции гусеничного транспортного средства следует предусмотреть максимальную конструкторскую унификацию с узлами и деталями серийно производимых транспортных средств. Это позволит значительно сократить время разработки и запуска в производство транспортного средства данного типа. Кроме того, при эксплуатации транспортного средства данного типа, будет значительно упрощен ремонт и обслуживание за счет взаимозаменяемости деталей от других видов транспортных средств. Также следует предусмотреть унификацию узлов при создании модификаций гусеничного транспортного средства, что значительно упростит использование навесных агрегатов при работе.

Запуск двигателя транспортного средства должен осуществляться с рабочего места водителя. В качестве пускового устройства следует применять электрический стартер. В качестве предохранительного защитного устройства следует предусмотреть систему, которая исключает запуск двигателя при уровне масла в маслобаке ниже допустимого уровня и при перегретом двигателе. Системы подобного вида находят свое применение на тракторах и комбайнах и могут быть использованы в разрабатываемой конструкции.

Трансмиссия гусеничного транспортного средства представляет собой многоступенчатую коробку передач с дистанционным управлением и ручным

переключением передач. Поворот и торможение производятся при помощи бортовых фрикционов, попеременно затормаживаемых для осуществления поворота и одновременно затормаживаемых для остановки транспортного средства. Механизм силовой передачи обеспечивает устойчивое прямолинейное движение и возможность проведения плавного поворота. Сцепление сухое, двухдисковое с гидравлическим приводом механизма выключения.

Ходовая часть гусеничного транспортного средства типична для большинства гусеничных транспортных средств. Механизм подвески – торсионный. Сама подвеска – многокатковая, с приводом передним зубчатым шкивом. Большие катки подвески имеют возможность обеспечения более плавного хода и обеспечение передвижения с высокой скоростью, что сложно достичь, если использовать традиционную тракторную полужесткую подвеску. Подвеска предусматривает возможность навески специальных гусениц, например гусениц для перемещения по специальным покрытиям. Предусматривается обслуживание гусеничной подвески с периодичностью не чаще, чем каждые 1000 моточасов эксплуатации.

1.2 Техническое задание на разрабатываемую конструкцию гусеничного транспортного средства

Разработка технического задания является основой для конструкторских работ над транспортными средствами любого типа.

Техническое задание на разработку представляется в виде таблицы, в которой будут отражены основные характеристики разрабатываемой конструкции. Параметры разрабатываемого гусеничного транспортного средства представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Параметры разрабатываемого гусеничного транспортного средства

Наименование показателя	Показатель
Тяговый класс	4
Номинальное тяговое усилие, кН	4
Наибольшая тяговая мощность, кВт	87
Скорость движения при номинальном тяговом усилии, км/ч	6.0 – 7.5
Удельный расход топлива при наибольшей тяговой мощности, г / кВт.ч	260
Условный тяговый КПД	0.75
Максимальная мощность на валу отбора мощности (ВОМ) при регламентированной предприятием – изготовителем гусеничного транспортного средства частоте вращения коленчатого вала двигателя, кВт.	111
Удельный расход топлива при максимальной мощности на ВОМ, г/кВт.ч	210
КПД передачи от выходного вала двигателя к хвостовику ВОМ при максимальной мощности на ВОМ	0.96
Относительный расход масла двигателем, %	1.0
Мощность двигателя, кВт	
- номинальная	115
- эксплуатационная	110
Корректорный коэффициент запаса крутящего момента двигателя, %	21
Скорость движения при регламентированной предприятием – изготовителем гусеничного транспортного средства частоте вращения коленчатого вала двигателя и отсутствии буксования, км/ч:	
переднего хода:	
- наименьшая замедленная	
- наибольшая рабочая	4.5
- наибольшая транспортная	14.0
заднего хода:	16.0
- наименьшая	
- наибольшая	6.0
	6.0
Наибольшее отношение смежных передаточных чисел в рабочем диапазоне скоростей	1.259
Число передач:	
- переднего хода	5
- заднего хода	1
Масса транспортного средства, кг:	
- конструктивная с основным оборудованием	7300
- конструктивная без основного оборудования	7100
- эксплуатационная без балласта	7610
- эксплуатационная с балластом	8010

Продолжение таблицы 1

Наименование показателя	Показатель
Наибольшее из средних условных давлений движителей, кПа	32
Дорожный просвет, мм	438
Колея, мм	1330
Наименьший радиус поворота, м	1,3
База гусеничного транспортного средства, мм	1830
Глубина преодолеваемого брода, м	0,8
Грузоподъемность навесной системы, кГс	3000
Условный объемный коэффициент гидросистемы навесного устройства	0,65
Максимальная расчетная отдаваемая мощность насосов по отношению к номинальной мощности двигателя, %	20
Длительность непрерывной работы без дозаправки топливом при загрузке двигателя, моточасы	10
Время подготовки двигателя к работе и время его пуска (при температуре окружающей среды минус 40 градусов), часов	0.5
Ресурс до первого капитального ремонта, моточасы - гусеничное транспортное средство - двигателя - трансмиссии - несущей системы	12000 12000 12000 ПСС
Срок службы, лет	10
Коэффициент готовности: - по оперативному времени - с учетом организационного времени	0.975 0.97
Удельная конструктивная масса, кг/кВт	92,1
Число сортов масел и смазок, применяемых в гусеничном транспортном средстве	2
Габаритные размеры, мм: - ширина при минимальной колее - длина с навесной системой в транспортном положении - высота	1860 5590 3095
Параметры на рабочем месте водителя: - максимальная температура воздуха в теплый период года, град. - минимальная температура воздуха в холодный период года, град - максимальный уровень шума, дБА - максимальная концентрация окиси углерода, мг/м ³	По ГОСТ 16035 – 81 33 14 80 20
Параметры вибрации: - среднее квадратическое значение на месте оператора, м/с ²	По ГОСТ 16035 – 81 0,55 – 1,9

Продолжение таблицы 1

Наименование показателя	Показатель
Максимальное усилие сопротивления перемещению органов управления	По ГОСТ 16035 – 81
- муфты сцепления	150
- коробки передач	160
- механизма поворота	100
- тормозной системы	250
Путь торможения, м	2.4
Среднее замедление при торможении, м/с ²	3,5
Углы поперечной статической устойчивости, град.	45
Предельные углы подъема и спуска, град.	30

Определенные техническим заданием параметры гусеничного транспортного средства будут использованы в расчетах тяговых характеристик и при проектировании конструкции транспортного средства в целом. При проектировании следует рассмотреть отдельные узлы проектируемого транспортного средства, поскольку проектирование транспортного средства в полном объёме – вопрос значительный и требующий объёма работ, выходящих за границы компетенций выпускной квалификационной работы. В текущем дипломном проекте мы сосредоточимся на детальной проработке трансмиссии и движителей транспортного средства, как узлов, непосредственно отвечающих за параметры проходимости. Остальные узлы, используемые в конструкции, будут взяты от транспортных средств аналогичной функциональности и аналогичных технических характеристик. В соответствии с техническим заданием, основным транспортным средством, принимаем в качестве ближайшего аналога будет являться тягач МТЛБ (СССР, Россия). Обзор конструкции движителей и их особенности и отличия будут рассмотрены далее в работе.

1.3 Технические решения для движителей гусеничной техники

1.3.1 Классификация гусеничных цепей

«Гусеничная цепь является главным элементом гусеничного движителя, через которую реализуются основные положительные качества гусеничного транспортного средства.

Обычно на гусеничные вездеходы устанавливают движитель с двумя гусеницами. Существуют конструкции сочлененных вездеходов с четырьмя гусеницами.» [7]

«Гусеницы служат для создания большой опорной поверхности, обеспечивающей необходимое давление на почву при значительном весе Гусеничного транспортного средства и надежное сцепление его с почвой, а также для создания бесконечных рельсовых путей для перекачивания опорных катков движителя и преобразования крутящего момента, подводимого к ведущим колесам, в силу тяги, перемещающую Гусеничное транспортное средство.» [7]

Учитывая назначение гусениц и тяжелые внешние условия их работы, к ним предъявляют ряд дополнительных требований: они должны обладать повышенной прочностью и износостойкостью при возможно меньшей материалоемкости; быть предельно простыми и недорогими в изготовлении, эксплуатации и ремонте.» [3]

Современная конструкторская школа различает два основных классификационных типа гусеничных движителей, находящихся в применении на транспортных средствах повышенной проходимости.

«Первые – традиционные, состоящие из отдельных металлических шарнирно соединенных звеньев, а вторые - монолитные резиноармированные (РАГ), на отечественных гусеничных транспортных средствах ранее не применявшиеся.

Дальнейшую основную классификацию металлических гусениц проводят по конструктивному выполнению их звеньев - они бывают

составные и цельнолитые. Помимо этого, звенья гусениц можно различать: по типу беговой дорожки опорных катков - рельсовые и плоские; по расположению шарнира на звене - приподнятый и опущенный; по типу шарнира - закрытый, открытый, упругий (резинометаллический).» [7]

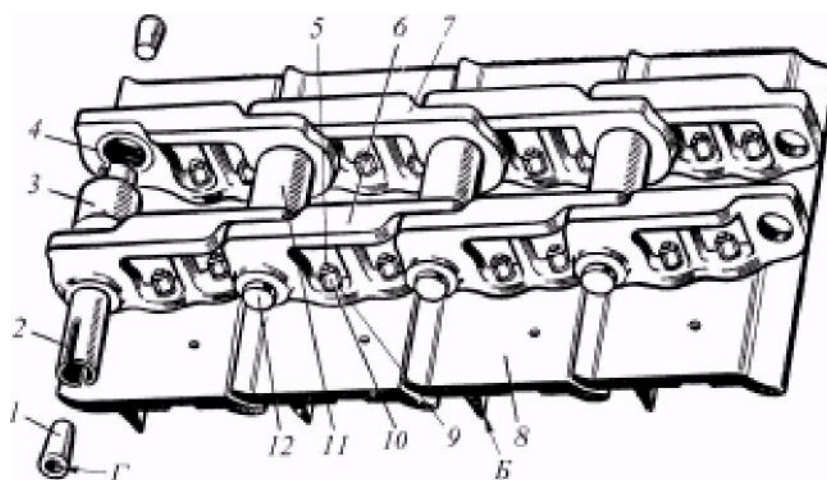
Необходимо отметить, что транспортные средства с «чистой» конструкцией гусеницы того или иного типа в современной технике практически не встречается. Больше распространение получили смешанные конструкции гусеничных движителей.

1.3.2 Составная гусеница рельсового типа с приподнятыми закрытыми шарнирами

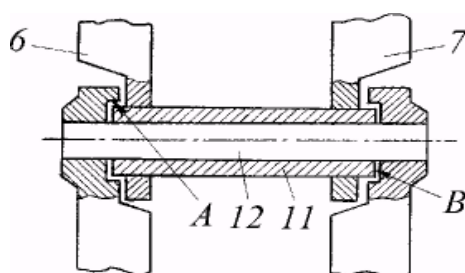
«Составное звено гусеницы рельсового типа с приподнятым закрытым шарниром на сельскохозяйственных Гусеничного транспортных средствах исторически появилось ранее литого плоского звена. Оно состоит (рисунок 1, а) из двух отдельных штампованных щек (рельсов) 6 и 7 зеркальной конфигурации, соединительных деталей - втулки 11 и пальца 12, опорной профильной плиты 8 (обычно называемой башмаком) и болтов 5 с шайбами 9 и гайками 10.» [10]

«Обработанные механически и термически щеки 6 и 7 имеют по два отверстия: большое - для запрессовки втулки 11 и малое - для соединительного пальца 12 звеньев. Втулки и пальцы выполняют, как правило, из малоуглеродистых сталей, с последующей цементацией и закалкой поверхностей трения. Помимо этого, на внутренней обработанной плоскости щеки у малого отверстия сделана небольшая кольцевая выточка "А", как показано на сечении шарнира (рис.1.1,6). При сборе гусеницы вначале на концы втулки 11 напрессовывают правую 6 и левую 7 щеки так, чтобы ее края несколько выступали за внешние обработанные плоскости щек. При последующей сборке соединительный палец 12 свободно проходит через отверстие втулки 11, а на его выступающие концы последовательно напрессовывают следующую пару щек с соединительной втулкой и т. д. Соединенные таким образом щеки звеньев образуют беговую дорожку для

опорных катков в виде рельс. Поэтому такие звенья и получили название "рельсового типа".» [7]



а)



б)

Рисунок 1 – Составная гусеница рельсового типа

«Так как звенья спрессовываются большим усилием, порядка 1000 кН, то для установки гусеницы или ее снятия с движителя одно из ее звеньев делается легкозамыкающим. В этом звене (рисунок 1) втулку 3 делают более короткой, чтобы она не выходила за пределы отверстий щек, в которые она запрессована, а концы соединительного пальца 2 чаще всего делают с коническими отверстиями и продольным разрезом. При замыкании гусеницы соединительный палец 2 свободно входит в малые отверстия наружных щек и соединительную втулку 3, после чего в его концы запрессовывают стопорные конуса 1, заклинивающие концы пальца в отверстиях щек. Для того чтобы

выпрессовать конуса 1 при разборке гусеницы в них выполнены резьбовые отверстия "Г", закрытые во время работы обычно деревянными пробками. Дополнительные кольца (шайбы) 4, заменяющие отсутствующие выступающие концы соединительной втулки 3, обеспечивают создание лабиринтного уплотнения закрытого шарнира замыкающего звена.» [10]

«Главными достоинствами составных гусениц рельсового типа являются: наличие закрытого шарнира, изолирующего его внутренние поверхности трения от попадания на них абразива, что значительно снижает их износ и повышает долговечность его работы; приподнятость шарнира над башмаком, что также степени предохраняет его от попадания в него абразива; приподнятый над грунтом более чистый рельсовый путь оказывает меньшее сопротивление качению опорных катков; лучшая ремонтпригодность, позволяющая заменять изношенные детали составного звена и при необходимости - увеличивать (уменьшать) опорную поверхность башмаков или устанавливать на них дополнительные резиновые подкладки для движения Гусеничного транспортного средства по дорогам с твердым покрытием.

Основными недостатками этих гусеничных звеньев являются: большая металлоемкость (достигающая до 25% от массы Гусеничного транспортного средства); большая сложность и трудоемкость их изготовления по сравнению с цельнолитыми гусеничными звеньями; сложность в эксплуатации, требующая специальных прессовых приспособлений для их разборки и сборки во время ремонта.» [7]

«Для повышения долговечности шарниров и снижения в них потерь мощности на трение в лучших их конструкциях (рисунок 2) применяют жидкостное смазывание пар трения и дополнительные уплотнения. В этих шарнирах соединительная втулка 2 по длине такая же, как в замыкающем звене, не выходящая за пределы отверстия щеки 3, но с тщательно обработанными торцами, используемыми как поверхности трения торцового уплотнения. К ним и к торцу расточки в щеке 5 поджаты стороны резиновых

уплотнительных колец 4 с расжимным резиновым кольцом 8. Одновременно, уплотнение 4, находясь на поверхности полиуретановых упорных колец 9, дополнительно защищает внутреннюю полость шарнира от проникновения в него абразива.» [7]

«Соединительный палец 6 делается полым для заправки смазки и с отверстием 10 для ее подачи на поверхности трения шарнира. В торцы пальца 6 запрессовываются резиновые заглушки 7 с отверстием для закачки смазки, закрытым пластиковой пробкой.

В некоторых конструкциях подобного шарнира вместо уплотнения 4 применяют уплотнительное нажимное кольцо 11 из плотной резины, закрепленное в металлической обойме 12, которая запрессовывается в расточку щеки 5 так, чтобы торец кольца 11 был поджат к торцу втулки 2.» [10]

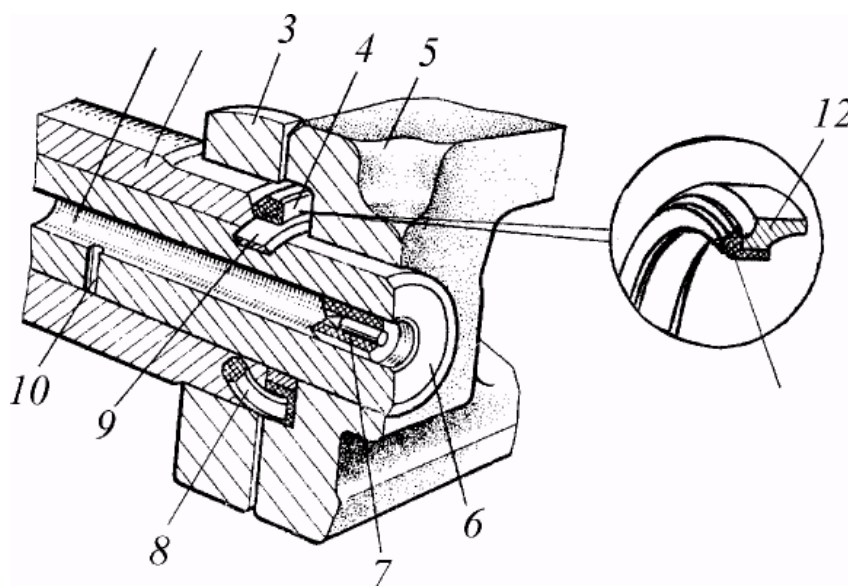


Рисунок 2 – Шарнир звена составной гусеницы с жидкостным смазыванием пар трения

«Составные рельсовые звенья позволяют значительно увеличивать опорную поверхность гусеничного движителя путем замены обычных

башмаков более широкими. Для этого к обычной гусеничной цепи крепятся уширенные башмаки.» [7]

1.3.3 Гусеницы с литыми звеньями

«Цельнолитые звенья гусениц изготавливают отливкой из высокомарганцовистых сталей и по типу беговой дорожки они бывают плоскими или рельсовыми.

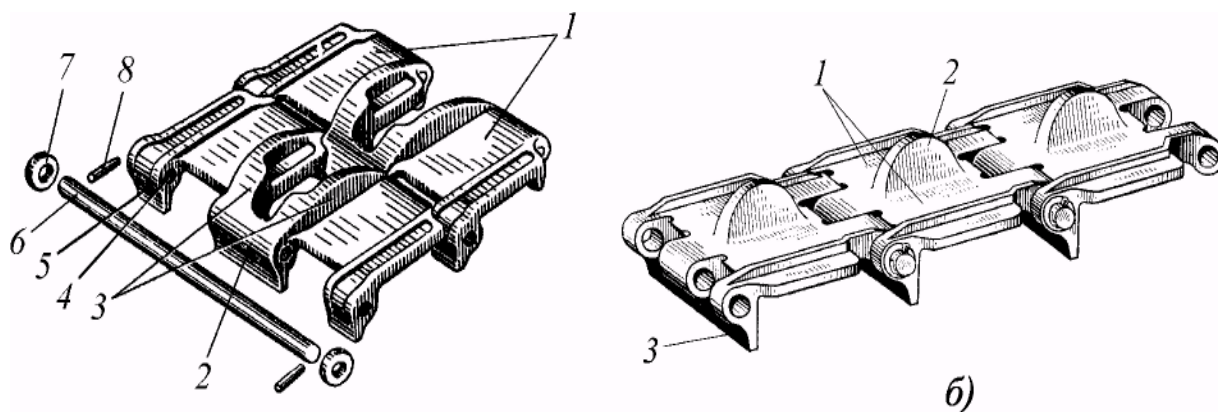
Плоские необработанные звенья гусениц для цевочного зацепления (рисунок 3, а) представляют собой литые фасонные плиты с беговыми дорожками 1, которые в средней части соединены широкой перемычкой-проушиной 2, являющейся цевкой для зацепления с ведущим колесом. Чтобы гусеница не соскакивала во время работы, на звеньях отлиты направляющие гребни 3 для качения опорных катков. Звенья соединяются друг с другом посредством цементованных и закаленных стальных пальцев 6, свободно вставленных в отверстия 4 соединительных проушин и закрепленных в них посредством шайб 7 и шплинтов 8. Число проушин зависит от ширины звена, но предпочитают их делать возможно большим, так как при этом уменьшается концентрация напряжений на их кромках из-за изгиба пальца, что несколько повышает долговечность шарнира открытого типа. Обычно применяют пяти и семипроушинные шарниры.» [7]

«Плоские литые звенья гусениц для гребневого зацепления (рис.1.3,б) имеют беговые дорожки 1, аналогичные ранее рассмотренным. Основные отличия этого звена от предыдущего состоят в наличии центрального гребня 2, расположенного между беговыми дорожками и служащего для зацепления звена с ведущим колесом и направления движения опорных катков, и в наличии одного сплошного поперечного грунтозацепа 3.» [10], [18]

«Преимуществом литых плоских звеньев по сравнению с составными рельсовыми, являются простота их изготовления и обслуживания, небольшая стоимость и относительно малая масса.

Основным недостатком этих звеньев является низкая долговечность, не превышающая на обычных почвах 1200...2000 ч., а на песчаных опускаясь

даже до 250...350 ч. Главной причиной этого является открытый шарнир низкого расположения, позволяющий абразиву свободно проникать в проушины и производить быстрое изнашивание их и соединительных пальцев, делая звено неремонтопригодным, что в целом приводит к удорожанию эксплуатации.» [2]



а) гусеницы с цевочным зацеплением; б) гусеницы с гребневым зацеплением

Рисунок 3 – Гусеницы с цельнолитыми звеньями

«Дополнительным недостатком гусениц с цельнолитыми звеньями является повышенное сопротивление качению опорных катков по плоским беговым дорожкам, покрытым землей на мягких и рыхлых грунтах.» [1]

1.3.4 Литые гусеницы рельсового типа

«Цельнолитые гусеничные звенья рельсового типа (рисунок 4) представляют собой фигурные стальные отливки состоящие из плоской опорной плиты 4 (башмака) с почвозацепом 6 на ее нижней стороне и двух направляющих фигурных щек 5 (рельс) – на верхней. Щеки имеют, в основном, такую же конфигурацию, как штампованные щеки составного рельсового звена - с отверстиями для втулки и соединительного пальца. При этом внутренние щеки одного звена при сборке входят в пространство между наружными щеками другого звена. Перед сборкой гусеницы в каждое отверстие одной наружной стороны» [7], [17]

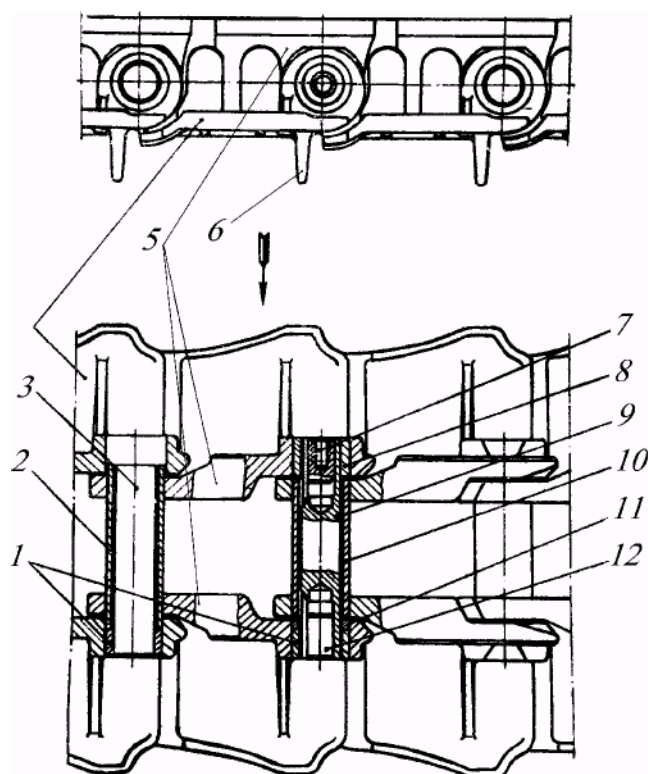


Рисунок 4 – Цельнолитая гусеница рельсового типа

«Перед замыканием гусеницы в отверстие внешней щеки замыкающего звена впрессовывают короткую втулку 8, не выступающую за ее края, а в отверстие противоположной внешней щеки устанавливают дополнительное кольцо 11. Во внутренние щеки другого замыкающего звена впрессовывают короткую втулку 10, не выступающую за габариты щек. Затем совмещают отверстия замыкаемых звеньев и свободно вставляют замыкающий палец 9 с продольно разрезанными коническими отверстиями на его торцах. После этого вставляют стопорные конуса 12 в отверстия пальца и запрессовывают их через оправку. Резьбовые отверстия в конусах, закрытые пробками 7, служат для выпрессовки конусов при размыкании гусеницы. Гусеница имеет цевочное зацепление с ведущим колесом, причем обычно оно осуществляется через один зуб.» [7]

«Достоинством литых гусеничных звеньев рельсового типа является их более высокая долговечность по сравнению с плоскими литыми звеньями (примерно в 1,5...2 раза) и относительная простота изготовления. Помимо этого они имеют и ряд других положительных качеств составных рельсовых звеньев.

Вместе с тем их недостатком является большая металлоемкость, достигающая 20...22% от массы транспортного средства, шумность в работе и плохая ремонтпригодность, что сдерживает их широкое применение в гусеничных движителях.» [1], [19]

1.3.5 Гусеницы с резинометаллическим шарниром

«Чтобы повысить срок службы шарниров плоских литых гусениц было предложено много способов, среди которых наиболее перспективным является применение резинометаллических шарниров (РМШ). Рассмотрим в качестве примера схему РМШ с ограничителями радиальной деформации резиновых втулок (рисунок 5). На соединительный палец 2 предварительно поочередно устанавливают ограничительные металлические втулки 4 с наружным диаметром меньшим, чем отверстие в проушине и резиновые втулки 3 с внешним диаметром на 35...40% больше диаметра отверстия в проушине, которые затем вулканизируются. После этого обычно комплект "палец-втулки" впрессовывается в предварительно расточенные проушины соединяющихся звеньев 1 и 5. В обычных условиях эксплуатации под действием тягового усилия сжимаются только резиновые втулки 3. Когда же сила тяги приближается к максимальной в контакт с проушиной вступают и металлические втулки 4, предотвращая тем самым разрушение резиновых. Поворот звена 1 относительно звена 5 приводит к закручиванию резиновых втулок 3. При этом втулки, запрессованные в проушины звеньев 1 и 5, закручиваются в разные стороны. Чтобы уменьшить деформацию скручивания резиновых втулок при перегибах гусеницы в ее движении с ведущим и направляющим колесами движителя, звенья гусеницы предварительно соединяют друг с другом под углом 12... 14°.» [2]

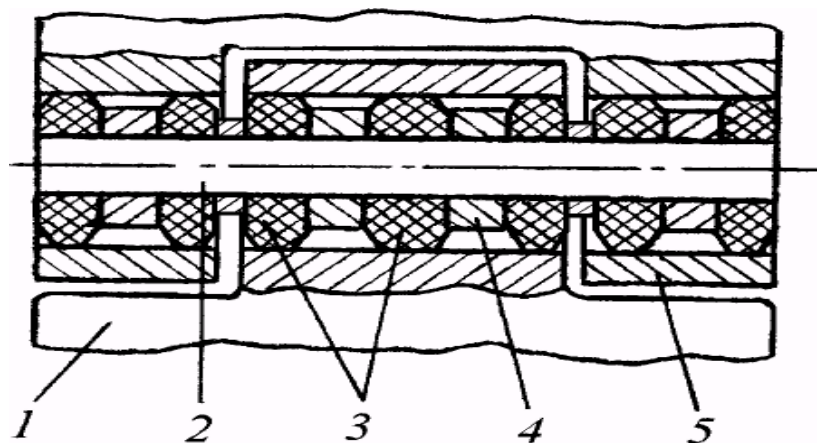


Рисунок 5 – Схема РМШ с ограничителями радиальной деформации резиновых втулок

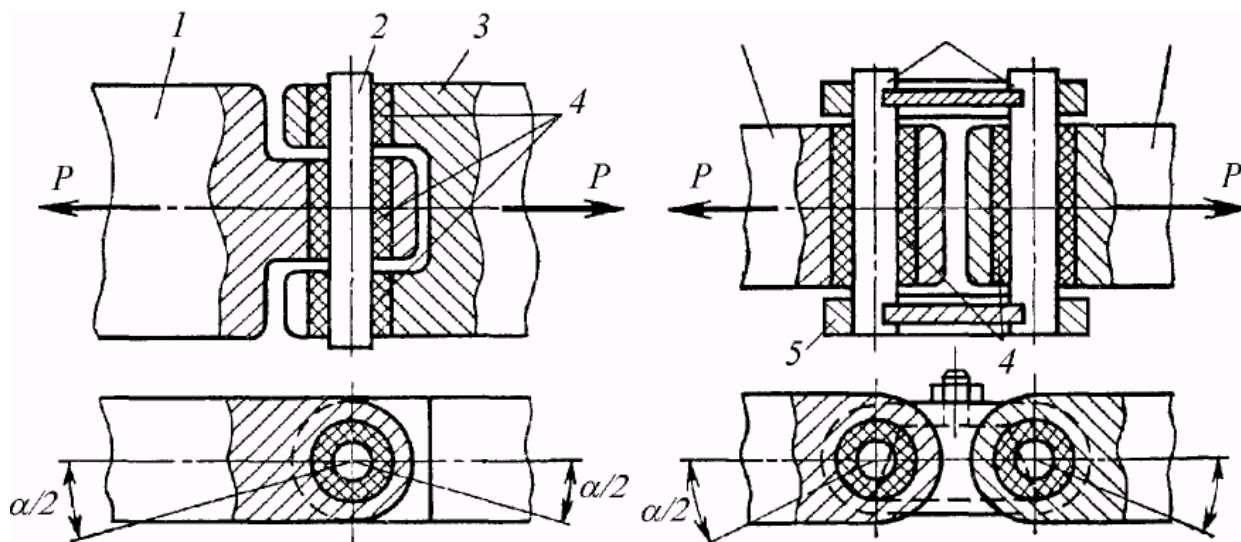
«В последовательном РМШ (рисунок 6, а) звенья 1 и 3 гусеницы соединяют друг с другом соединительным пальцем 2. При этом сила тяги P от одного звена к другому передается через резиновые втулки 4, которые в точках перегиба обвода скручиваются на угол $\alpha/2$ в каждой проушине, где α - угол относительного поворота звеньев 1 и 3 гусеницы. В собранном виде резиновые элементы соседних звеньев гусеницы составляют один блок из последовательно расположенных вдоль оси пальца втулок чередующихся проушин.

В параллельном РМШ (рисунок 1.6, б) растягивающее усилие P от звена 1 на звено 3 передается посредством двух соединительных пальцев 2 и скоб 5. Резиновые втулки 4 каждого звена, как и у последовательного РМШ, скручиваются в точках перегиба. У параллельного РМШ в собранном виде упругие элементы смежных звеньев гусеницы составляют два блока.» [7]

«В гусеницах с параллельными РМШ разборность конструкции обеспечивается при помощи соединительных скоб 5, которые обычно крепят к пальцам болтами с клиновыми головками.

Для обеспечения разборности гусениц с последовательными РМШ приходится шарнир делать в виде составного блока из резинометаллических втулок (резиновое кольцо привулканизировано к металлическому кольцу) и

соединительного пальца. При этом неподвижность втулок на пальце достигается тем, что палец и внутренние отверстия втулок делаются фасонными, чаще всего шестигранными. Втулки стягиваются на пальце гайками.» [5]



а) гусеничный механизм с последовательным шарниром; б) гусеничный механизм с параллельным шарниром

Рисунок 6 – Схема гусеницы с резинометаллическим шарниром

«Длина резиновых втулок, через которые передается тяговое усилие P (рисунок б) у гусеницы с последовательными РМШ составляет 45...50% от общей ширины гусеницы, у гусеницы с параллельными РМШ – 60...70%. Поэтому гусеницы с параллельными РМШ целесообразно применять только на мощных вездеходах больших тяговых классов, так как они обеспечивают более высокую стабильность шага при изменении тягового усилия.

Однако, несмотря на значительное повышение долговечности РМШ (до 6000 ч.) и меньшую шумность работы гусеницы, их широкое применение на Гусеничных транспортных средствах ограничено повышенной стоимостью производства и сложностью эксплуатации.» [7], [12]

1.3.6 Тенденции развития конструкций двигателей гусеничных транспортных средств

«Развитие конструкций гусеничных транспортных средств направлено на снижение уплотняющего воздействия двигателя на почву, повышение их тягово-сцепных качеств, обеспечение требуемой долговечности узлов и механизмов и улучшение условий труда Гусеничное транспортное средствоиста.

В связи с этим намечается тенденция более широкого применения РАГ не только на сельскохозяйственных, но и на промышленных Гусеничного транспортного средствах. При этом большое внимание уделяется совершенствованию способов передачи движения РАГ от ведущего колеса.

Вместе с тем продолжается совершенствование и металлических гусениц, главным образом в решении проблемы надежного шарнира трака составного типа, материала и формы его уплотнения, конструкции соединительного трака, а также создания надежных упругих накладок для составных и цельнолитых траков с РМШ.» [11]

«С целью повышения долговечности металлических гусениц предполагается более широкое применение жидкостного смазывания шарниров.

Более широкое применение получают резиновые упругие элементы как в двигателе, так и в подвеске.

Предполагается применение ведущих и направляющих колес с внутренней амортизацией (установкой между ступицей колеса и ободом резинового упругого элемента), обеспечивающей их внутреннее подрессоривание.

Продолжаются работы по совершенствованию ходовой системы Гусеничное транспортное средствоов с треугольной формой гусеничного обвода. Эти работы главным образом направлены на обеспечение более равномерного распределения давления гусениц на грунт с целью снижения уплотняющего воздействия и повышения их тягово-сцепных качеств.» [20]

Одним из главных направлений развития конструкций двигателей гусеничных транспортных средств останется повышение уровня унификации гусениц различных типов и повышение уровня стандартизации и

взаимозаменяемости применяемых конструкторских элементов.

В разделе было дано определению тому, что именно будет являться объектом разработки и были определены параметры конструкционных и эксплуатационных показателей проектируемого гусеничного транспортного средства. Сформулировано техническое предложение на разрабатываемую конструкцию, в котором были перечислены те конструкторские параметры, которые будут использованы при проведении силовых и прочностных расчетов конструкции. Выполнен анализ конструкторских решений, применяемых в конструкции гусеничных движителей. Рассмотрены различные варианты исполнения узла движителя, рассмотрены преимущества и недостатки каждого из них. В качестве конструкции движителя, используемого в разрабатываемой конструкции гусеничного многофункционального транспортного средства применена гусеница с цевочным зацеплением.

2 Конструкторская разработка гусеничного многофункционального транспортного средства

2.1 Тяговый расчет гусеничного многофункционального транспортного средства

Выполнение тягового расчета является неотъемлемой частью расчета транспортного средства. В ходе выполнения расчета производится определение тягово-мощностных характеристик транспортного средства и определяется передаточное число трансмиссии, с расчетом передаточных чисел на каждой из передач.

«Главная задача тягового расчета – определение основных тягово-скоростных параметров гусеничного транспортного средства, которые обуславливаются мощностью дизеля, передаточными числами и КПД трансмиссии, КПД движителей и сцеплением их с почвой.

На гусеничное транспортное средство тягового класса 4 установлен дизель Д-442ВИ АО «Алтайдизель» с полкой постоянной мощности, основные показатели которого приведены в таблице 2, а скоростная характеристика представлена в таблице 3.» [14], [21]

Таблица 2 - Основные показатели Д-442ВИ

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Диапазон оборотов полки постоянной мощности, об/мин	n	1500... 1850
Эксплуатационная мощность на номинальном режиме, кВт	Ne	110,2
Число оборотов на номинальном режиме, об/мин	n_e	1850
Крутящий момент на номинальном режиме, кНм	Me	0,569
Часовой расход топлива на номинальном режиме, кг/ч	G_{Te}	23,7

Продолжение таблицы 2

Удельный расход топлива на номинальном режиме, г/кВтч	g_e	
Максимальный крутящий момент, кНм	M_{max}	0,702
Число оборотов при максимальном крутящем моменте, об/мин	n_m	1500
Число оборотов холостого хода, об/мин	n_{xx}	2000

Эксплуатационная масса гусеничного транспортного средства $m_3=$
8750кг.

Таблица 3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

$n_{дв}$, об/мин	$N_{дв}$, кВт	$M_{дв}$, кНм	G_T , кг/ч	$g_{дв}$, г/кВтч
1980	14,7	0,071	8,4	571
1970	22,1	0,107	9,5	430
1960	29,4	0,143	10,7	364
1950	36,8	0,180	11,9	323
1940	44,1	0,217	13,1	297
1930	51,5	0,255	14,3	278
1920	58,8	0,293	15,4	262
1910	66,2	0,331	16,6	251
1900	73,5	0,370	17,8	242
1890	80,9	0,409	19,0	235
1880	88,2	0,448	20,2	229
1870	95,6	0,489	21,3	223
1860	102,9	0,529	22,5	219
1850	110,2	0,569	23,7	215
1825	111,4	0,583	23,7	213

Продолжение таблицы 3

1800	112,3	0,596	23,7	211
1775	113,3	0,610	23,7	209
1750	113,9	0,622	23,7	208
1725	114,3	0,633	23,7	207
1700	114,4	0,643	23,6	206
1675	114,5	0,653	23,5	205
1650	114,3	0,662	23,4	205
1625	113,9	0,670	23,3	205
1600	113,4	0,677	23,1	204
1575	112,8	0,684	23,0	204
1550	112,0	0,691	22,8	204
1525	111,2	0,697	22,6	203
1500	110,2	0,702	22,4	203
1475	109,3	0,708	22,2	203
1450	108,3	0,714	22,0	203
1425	107,0	0,718	21,8	204
1400	105,5	0,720	21,5	204

Теоретическая скорость гусеничного транспортного средства

$$V_T = 0,105 \frac{n_{дв} r_{зв}}{u_{mp}} \text{ м/с}, \quad (1)$$

где $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии на каждой из передач;

$$u_{mp} = u_{КPi} u_{ГП} u_{ЗМ} u_{БП}, \quad (2)$$

где $u_{КPi}$ - передаточное число коробки передач на i -ой передаче;

$u_{ГП}$ - передаточное число главной передачи; $u_{ГП} = 3,1667$;

$u_{ЗМ}$ - передаточное число заднего моста; $u_{ЗМ} = 1,4182$;

$u_{БП}$ - передаточное число бортовой передачи; $u_{БП} = 5,4615$;

$r_{зв}$ - радиус ведущего колеса; $r_{зв} = 0,3517$ м.

Касательная сила тяги

$$P_K = \frac{M_{дв} u_{mp} \eta_{mp}}{r_{зв}} \text{ кН}, \quad (3)$$

где $\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии на каждой из передач;

$$\eta_{тр} = \eta_{кпi} \eta_{гп} \eta_{зм} \eta_{бп} \eta_{г} \quad (4)$$

$\eta_{кпi}$ - КПД коробки передач на i -ой передаче;

$\eta_{гп}$ - КПД главной передачи; $\eta_{гп} = 0,980$;

$\eta_{зм}$ - КПД заднего моста; $\eta_{зм} = 0,983$;

$\eta_{бп}$ - КПД бортовой передачи; $\eta_{бп} = 0,988$;

$\eta_{г}$ - КПД гусеницы; $\eta_{г} = 0,950$

Расчет силовой характеристики транспортного средства выполним в соответствии с данными о передаточных числах на каждой передаче и КПД зубчатой передачи. Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Исходные данные по передаточным числам и КПД передач

Передача	$u_{кпi}$	$\eta_{кпi}$
I	1,5667	0,988
II	1,2647	0,988
III	1,0263	0,988
IV	0,8333	0,988
V	0,6547	0,964

Сила тяги на крюке, расчет в таблице 5:

$$P_{кр} = P_K - P_f \text{ кН}, \quad (5)$$

где P_f - сила сопротивления перекачиванию;

$$P_f = fgm \cdot 10^{-3} \text{ кН}, \quad (6)$$

где f - коэффициент сопротивления перекачиванию; $f = 0,07$;

g - ускорение свободного падения.

$$P_f = 6,01 \text{ кН}$$

Таблица 5 – Теоретические скорости гусеничного транспортного средства и силы тяги на крюке на номинальном режиме

Передача	$u_{тр}$	$\eta_{тр}$	$P_{кр}$, кН	V_T , м/с
I	38,4261	0,893	49,55	1,78
II	31,0198	0,893	38,84	2,20
III	25,1727	0,893	30,39	2,71
IV	20,4394	0,893	23,54	3,34
V	16,0576	0,872	16,65	4,25

Действительная скорость гусеничного транспортного средства

$$V_o = V_T(1 - \delta) \text{ [м/с]} \quad (6)$$

где δ - буксование гусеничного транспортного средства.

Крюковая мощность гусеничного транспортного средства

$$N_{кр} = P_{кр} V_o \text{ [кВт]} \quad (7)$$

Тяговый КПД Гусеничного транспортного средства

$$\eta_m = \frac{N_{кр}}{N_{о\epsilon}} \quad (8)$$

Тяговый удельный расход топлива

$$g_{кр} = \frac{g_{ос}}{N_T} \quad [\text{г/кВтч}] \quad (9)$$

Результаты выполненного тягового расчета в виде графиков представлены на листе графической части дипломного проекта.

2.2 Конструктивное решение шарнира гусеничной цепи

«С целью увеличения срока службы гусеничной цепи необходимо усовершенствовать шарнир, который и определяет долговечность гусеничного движителя.

Известен шарнир гусеничной цепи, состоящий из проушин звеньев гусеничной цепи, в которые вставлен палец. Палец зафиксирован в проушинах звеньев ограничителями, удерживающих его от осевого перемещения.

Недостатком известной конструкции является малый срок службы вследствие незащищенности трущихся поверхностей от попадания абразива.» [7]

«Известен шарнир гусеничной цепи, содержащий проушины звеньев, соединительный палец, ограничительные шайбы между торцами средних проушин и втулки с фланцем в крайних проушинах, что исключает заход концов втулок в отверстия смежных проушин и обеспечивает свободное вращение и перекатывание втулок по пальцу и по поверхности отверстий проушины звеньев. От осевого перемещения палец удерживается трехлапой.

Недостатком данной конструкции является то, что между торцами втулок и ограничительными шайбами имеются зазоры, в которые может проникать абразив.» [16]

«Известен шарнир гусеничной цепи, принятый в качестве прототипа, который состоит из проушин звеньев гусеничной цепи, в которые устанавливаются плавающие втулки, общая длина которых больше ширины всех проушин на суммарную величину зазоров между проушинами. Втулки

соединяются пальцем. Палец и втулки зафиксированы в проушинах звеньев ограничителями, установленными на палец с обеих сторон и состоящими из шайб и стопорных колец. В концевых проушинах между крайними втулками и шайбами установлены упругие уплотнительные кольца. Уплотнительные кольца, поджимая втулки, обеспечивают смыкание их торцов, что препятствует проникновению абразива в радиальные зазоры между пальцем и втулками.

Недостатком данной конструкции является то, что существует возможность захода концов втулок в отверстия смежных проушин, а следовательно втулки не смогут свободно вращаться и перекачиваться по пальцу, это также может привести к деформации втулок.» [4]

Задача конструирования узла шарнира гусеничного движителя, который будет защищен от попадания в зону трения абразива. Также узел должен сочетать скольжение и перекачивание втулок по пальцу и по проушинам сегментов гусеничного движителя.

Данная задача может быть выполнена при условии конструирования сегмента с проушинами, в которые устанавливаются плавающие втулки и соединительный палец, перемещение которого ограничивается стопорами. От попадания абразива в зону трения сопряженных поверхностей узла будут защищать уплотнительные кольца, которые будут установлены между крайними втулками и ограничителями перемещения пальца.

«Снабжение шарнира ограничительными шайбами, наружный диаметр которых больше диаметра втулок, находящимися между торцами средних проушин и втулками, установленными в крайние проушины, выполненных с фланцем со стороны средней проушины обеспечивает невозможность захода концов втулок в отверстия смежных проушин, а следовательно втулки могут свободно вращаться и перекачиваться по пальцу, рисунок 7.

Выполнение общей длины втулок и ограничительных шайб больше ширины всех проушин на суммарную величину зазоров между проушинами обеспечивает смыкание их торцов, что препятствует проникновению абразива в радиальные зазоры между пальцем и втулками.» [10]

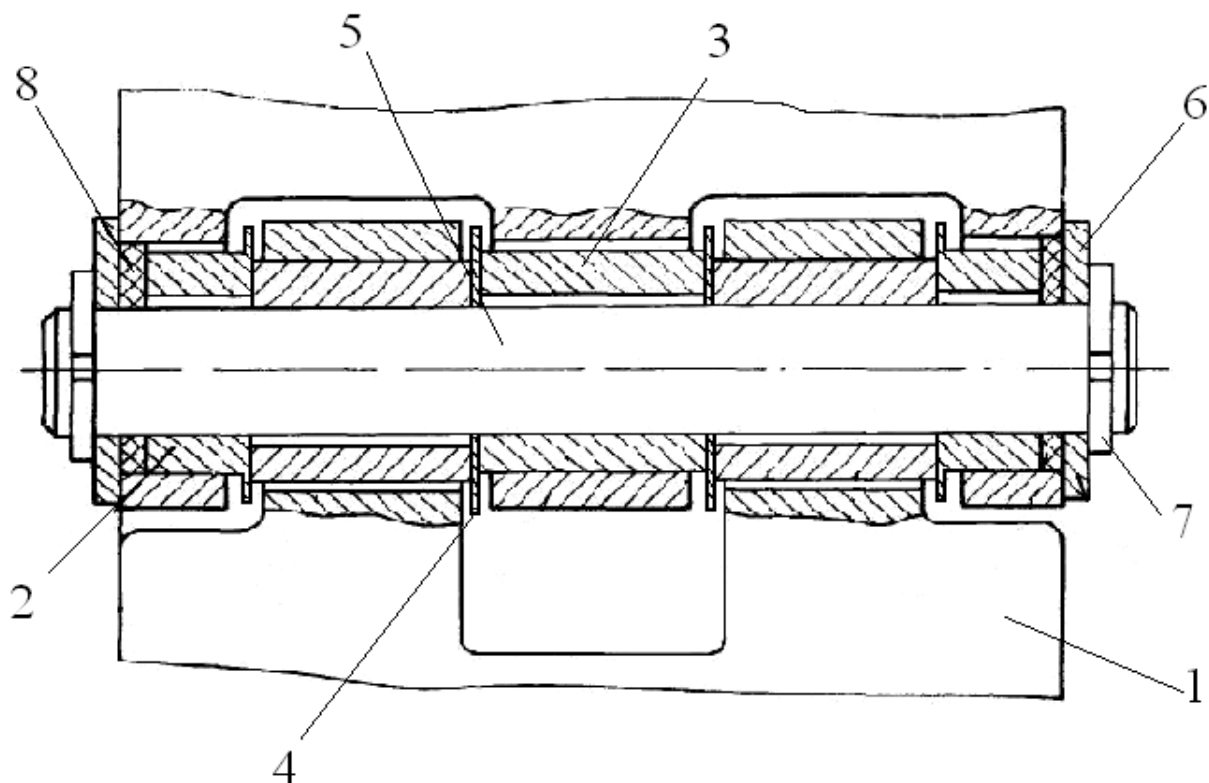


Рисунок 7 – Шарнир гусеничной цепи

«Шарнир гусеничной цепи содержит проушины звеньев 1 гусеничной цепи, в которые устанавливаются плавающие втулки 2 с фланцем и плавающие втулки 3, межторцовые ограничительные шайбы 4, втулки соединяются пальцем 5. Палец и втулки зафиксированы в проушинах звеньев ограничителями, установленными на палец с обеих сторон и состоящими из шайб 6 и стопорных колец 7. В концевых проушинах между крайними втулками и шайбами установлены упругие уплотнительные кольца 8.

Для улучшения тягово-сцепных качеств гусеничного транспортного средства грунтозацепы выполняются под углом 15° к поперечной оси звена, что позволяет увеличить коэффициент сцепления на 20%.» [7]

2.3 Расчет сил и напряжений в шарнире спроектированного узла гусеничного движителя

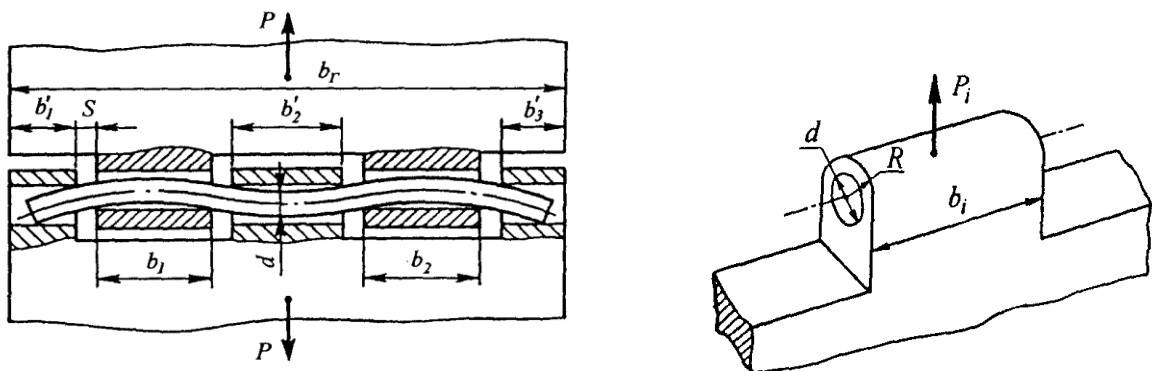
Расчету подвергаются проушины звеньев и пальцы. Исходными данными для расчета являются вес G_T (80000 Н) гусеничного транспортного средства и ширина b_T гусеницы. Расчетное усилие, растягивающее звенья гусеницы, ограничивается предельной силой по сцеплению забегающей гусеницы с опорной поверхностью при повороте Гусеничного транспортного средства на уклоне крутизной $\alpha = 30^\circ$ в сторону подъема.

В этом случае расчетная сила, растягивающая звенья гусеницы (рисунок 8 а),

$$P = 0,65 \cdot G_T \cdot \varphi \quad (10)$$

где $\varphi=1,0$.

$$P = 0,65 \cdot 80000 \cdot 1 = 52000 \text{ Н}$$



а) гусеницы с ОМШ; б) проушины звена гусеницы

Рисунок 8 – Расчетная схема гусеницы транспортного средства

Для обеспечения равной прочности проушин должно соблюдаться условие

$$\sum_1^n b_i = \sum_1^n b'_i = 0,5 b_r, \quad (11)$$

где n , n' и b_i , b_i' - соответственно число и ширина проушин охватываемой и охватывающей сторон звена гусеницы.

Диаметр пальца из условия обеспечения требуемой износостойкости:

$$d = \frac{2P}{[p]b_r}, \quad (12)$$

где $[p] = 10$ МПа - допускаемое давление в проушинах звена гусеницы (параметр износостойкости).

$$d = 2 \cdot 52000 / (10 \cdot 1000000 \cdot 0,47) = 0,022 \text{ (м)};$$

$$d = 22 \text{ мм}$$

Число проушин охватываемой стороны звена гусеницы определяют из условия ограничения напряжений среза в пальце:

$$n = \frac{2P}{\pi d^2 [\tau]_{ср}}, \quad (13)$$

где $[\tau]_{ср} = 40$ МПа - допускаемое напряжение среза.

$$n = 104000 / (3,14 \cdot (0,022)^2 \cdot 40 \cdot 1000000) = 1,7$$

$$n = 2$$

Для обеспечения равной прочности и износостойкости проушины охватываемой стороны должны быть одинаковой ширины:

$$b_i = b_r / (2n). \quad (14)$$

С этой же целью крайние проушины охватывающей стороны звена

выполняют в 1,5...2 раза уже средних, равных по ширине проушин.

Радиус проушины определяют исходя из расчета ее на разрыв:

$$R = \frac{P}{b_r [\sigma]_p} + 0,5d, \quad (15)$$

где $[\sigma]_p = 30$ МПа - допускаемое напряжение растяжения.

$$R = 52000 / (30 \cdot 1000000 \cdot 0,47) + 0,5 \cdot 0,022 = 0,0256 \text{ м};$$

$$R = 0,026 \text{ м}$$

«После конструктивной проработки звеньев гусеницы необходимо выполнить поверочные расчеты звеньев и пальца с учетом зазора S между проушинами. В выполненных конструкциях $S = 3$ мм. Силу, нагружающую проушины звеньев, находят из выражений для сторон:» [13], [15]

Охватываемой:

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = P;$$

$$P_1 : P_2 : P_3 : \dots : P_n = \frac{1}{1,5b_1 + S} : \frac{1}{1,5b_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b_n + S}; \quad (16)$$

Охватывающей:

$$P'_1 + P'_2 + \dots + P'_n = P;$$

$$2P'_1 : 2P'_2 : 2P'_3 : \dots : 2P'_n = \frac{1}{1,5b'_1 + S} : \frac{1}{1,5b'_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b'_n + S}, \quad (17)$$

где $P_1 \dots P_n$ - сила, нагружающая проушины охватываемой стороны звена гусеницы шириной соответственно $b_1 \dots b_n$;

$P'_1 \dots P'_n$ - сила, нагружающая проушины охватывающей стороны звена гусеницы шириной соответственно $b'_1 \dots b'_n$.

«Соотношения получены при условии, что распределение усилия Р, приложенного к гусенице, между проушинами прямо пропорционально изгибной жесткости пальца в точках фактического приложения сил в проушинах.

Поверочный расчет проушин выполняют для наиболее нагруженной проушины. Для охватываемой и охватывающей сторон звена гусеницы напряжение растяжения в проушинах определяют из выражений:» [13], [15]

$$\sigma_p = \frac{P_i}{(2R-d)b_i} \leq [\sigma]_p; \quad \sigma'_p = \frac{P'_i}{(2R-d)b'_i} \leq [\sigma]_p \quad (18)$$

$$\sigma_p = 22750 / ((2 \cdot 0,026 - 0,022) \cdot 0,11) = 6893939 \text{ (Па)} < [\sigma]_p;$$

Давление в проушинах:

$$p_i = \bar{P}_i / (b_i d) \leq [p]; \quad p'_i = P'_i / (b'_i d) \leq [p]. \quad (19)$$

$$p = 22750 / (0,11 \cdot 0,022) = 9400826 \text{ (Па)} < [p];$$

Поверочный расчет пальца гусеницы на срез выполняют для наиболее нагруженной средней проушины:

$$\tau_{cp} = k \frac{4P_i}{\gamma \pi d^2} = 0,85 \frac{P_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp}; \quad \tau'_{cp} = 0,85 \frac{P'_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp}, \quad (20)$$

где $k = 4/3$ - коэффициент, учитывающий сложнапряженное состояние пальца при совместном действии напряжений изгиба и среза.

$$\tau_{cp} = 0,85 \cdot 22750 / (0,022)^2 = 39953512 \text{ (Па)} < [\tau]_{cp};$$

«Среднее давление q_{cp} – наиболее распространенный критерий, используемый в качестве одного из основных агротехнических параметров в техническом задании на гусеничное транспортное средство.» [13]

2.4 Конструктивное решение звена гусеничной цепи

Для того чтобы обеспечить возможность работы гусеничного транспортного средства на слабонесущих грунтах необходимо предусмотреть возможность установки гусеничных цепей, состоящих из широких звеньев.

Такой движитель необходим для работы Гусеничного транспортного средства в рисоводческом хозяйстве, а также при работах на заболоченной местности.

С этой целью предлагается конструкция звена гусеницы на основе стандартного звена с боковыми уширителями в виде трапеций и прямоугольной формы, рисунок 9.

Гусеница с трапецевидными уширителями должна обеспечить среднее давление на грунт не более 35 кПа, а с прямоугольными не более 30 кПа, рисунок 10.

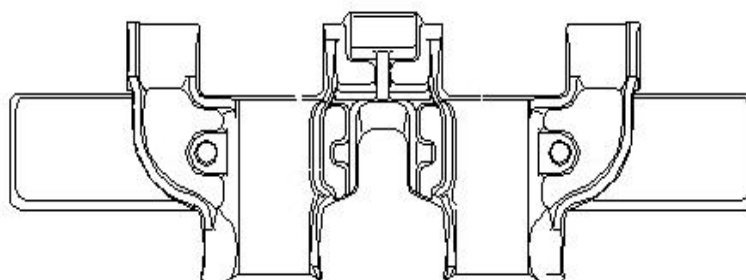


Рисунок 9 – Звено гусеницы с прямоугольными уширителями

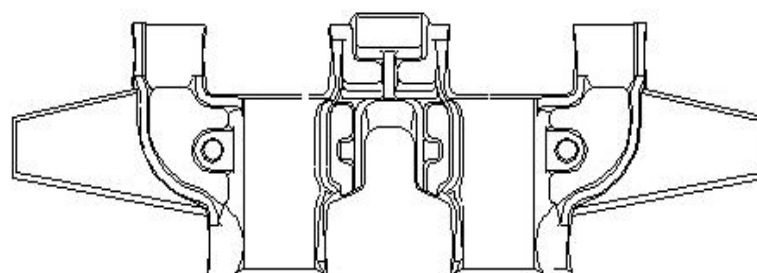


Рисунок 10 – Звено гусеницы с трапецевидными уширителями

2.5 Проверочные расчеты основных узлов машины

Поверхность трения дисков сцепления F_T

$$d_{T1} = 350 \text{ мм}$$

$$d_{T2} = 210 \text{ мм} \quad R_{cp} = \frac{d_{T1} + d_{T2}}{4} = 14 \text{ см} \quad (21)$$

$$F_T = \frac{\pi}{4} (d_{T1}^2 - d_{T2}^2) = 0,725(35^2 - 21^2) = 615 \text{ см}^2 \quad (22)$$

Усилие сжатия дисков P

Согласно каталога муфт сцепления для кожуха с дисками А52.22.000СБ берем пружину А52.22.009-02 (диаметр проволоки 5,5 мм, $D=44$ мм). Усилие предварительного сжатия – $P_1 = 93$ (кГс).

$n = 12$ – количество пружин в муфте сцепления

Усилие сжатия дисков:

$$P = 93 \cdot 12 = 1116 \text{ кГс}$$

Удельное давление на поверхности трения – q :

$$q = \frac{P}{F_T} = \frac{1116 \text{ кГс}}{615 \text{ см}^2} = 1,81 \text{ кГс/см}^2 \quad (23)$$

Момент трения муфты сцепления M_T

$$M_T = P \cdot \mu \cdot z \cdot R_{cp}; \quad (24)$$

где для сухого трения асбестовой накладки коэффициент трения $\mu=0,3$;

Z – количество пар трения = 4;

$$M_T = 1116 \cdot 0,3 \cdot 4 \cdot 14 = 187,5 \text{ (кгс·м)};$$

Коэффициент запаса муфты сцепления K_0 , для дизеля Д260.14 мощностью 130 л.с. $K_0=3,2$.

Для полюса зацепления расчётное контактное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_H = 0,376 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (U+1)}{d \cdot b} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma_H] \quad (25)$$

«где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий расположение шестерни относительно опор;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении.» [6], [15]

Ведущая шестерня, z_4 на рисунке.

$[\sigma_H]$ определяется по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_R \cdot K_{HL} \quad (26)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

S_H – коэффициент безопасности;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев;

K_{HL} – коэффициент долговечности, определяемый по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (27)$$

$$K_{HL} \geq 1, \text{ но } < 2,4$$

$$N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$$

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot t \quad (28)$$

где c – число зубчатых колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, мин-1;

t – продолжительность работы передачи под нагрузкой за расчётный срок службы, ч.

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 748 \cdot 10000 = 4.5 \cdot 10^8$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{16,5 \cdot 10^6}{4.5 \cdot 10^8}} = 0,576 \approx 1$$

$$SH_{limb} = HB, ZR = 0,9, SH = 1,2 \quad (\text{см. [4]})$$

$$[\sigma_H] = \frac{250}{1,2} \cdot 0,9 \cdot 1 = 187,5, \text{ Мпа}$$

Окружная сила F_t находится по формуле:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (29)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 450}{0.0935} = 9625.6, \text{ Н}$$

Для определения KHV необходимо знать степень точности шестерни и окружную скорость в м/с.

Окружная скорость находится по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000} \quad (30)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 93.5 \cdot 748}{60000} = 3.66, \text{ м/с}$$

$$KHV = 1,2$$

Для расчёта $KH\beta$ необходимо рассчитать ψ_{bd} (см. [4]):

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U + 1) \quad (31)$$

$$\psi_{ba} = 0,4$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (1,15 + 1) = 0,43$$

$$K_H\beta = 1,02$$

$$\sigma_H = 0,376 \sqrt{\frac{9625,6 \cdot (1,15+1)}{0,0935 \cdot 0,0225}} \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,2 = 123,7 < [\sigma_H], \text{ МПа}$$

Промежуточная шестерня, z3, рисунок 5.

Расчёт ведомой шестерни проведём по аналогичной методике.

$$F_t = \frac{2 \cdot 262}{0,05525} = 9484,2, \text{ Н}$$

$$K_H\alpha = 1, \quad K_H\beta = 1,015, \quad K_HV = 1,3$$

$$\sigma_H = 0,376 \sqrt{\frac{9484,2 \cdot (0,6+1)}{0,05525 \cdot 0,0245}} \cdot 1 \cdot 1,015 \cdot 1,3 = 160 < [\sigma_H], \text{ МПа}$$

Промежуточная шестерня, z2, рисунок 5.

Расчёт ведомой шестерни проведём по аналогичной методике.

$$F_t = \frac{2 \cdot 262}{0,1105} = 4742, \text{ Н}$$

$$K_H\alpha = 1, \quad K_H\beta = 1,015, \quad K_HV = 1,3$$

$$\sigma_H = 0,376 \sqrt{\frac{4742 \cdot (0,59+1)}{0,1105 \cdot 0,0255}} \cdot 1 \cdot 1,015 \cdot 1,3 = 76 < [\sigma_H], \text{ МПа}$$

Ведомая вал – шестерня, z1.

Расчёт ведомой шестерни проведём по аналогичной методике.

$$F_t = \frac{2 \cdot 132,1}{0,0595} = 4440,3, \text{ Н}$$

$$\sigma_H = 0,376 \sqrt{\frac{4440,3 \cdot (0,52+1)}{0,0595 \cdot 0,0275}} \cdot 1 \cdot 1,015 \cdot 1,3 = 98 < [\sigma_H], \text{ МПа}$$

«Проверочный расчёт зубьев на выносливость по напряжениям изгиба.

Расчётное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба шестерни определяется по формуле:» [4]

$$\sigma_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \leq [\sigma_F] \quad (32)$$

«где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, ориентировочно можно принять $K_{F\beta} = K_{H\beta}$;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба определяемый в зависимости от коэффициента смещения x и числа зубьев z прямозубого колеса;

Y_β – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности косого зуба по сравнению с прямым; для прямозубых передач $Y_\beta = 1$.» [4]

Все значения коэффициентов берутся из [4].

Ведущая шестерня, z_4 .

$[\sigma_F]$ определяется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot Y_R \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} \quad (33)$$

«где σ_{Flimb} – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

S_F – коэффициент безопасности;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверсирования);

$K_{FC} = 1$ – односторонняя нагрузка;» [4]

K_{FL} – коэффициент долговечности, определяемый по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (34)$$

$$K_{HL} \geq 1, \text{ но } < 2$$

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$$

$$N_{FE} = N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot t \quad (35)$$

«где c – число зубчатых колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, мин-1;

t – продолжительность работы передачи под нагрузкой за расчётный срок службы, ч.» [4]

$$N_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 748 \cdot 10000 = 4,5 \cdot 10^8$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,5 \cdot 10^8}} = 0,455 \approx 1$$

$$S_{Flimb} = 850 \text{ НВ}, Y_R = 1,1, S_F = 2$$

$$[\sigma_F] = \frac{850}{2} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 467,5, \text{ МПа}$$

«Для определения K_{FV} необходимо знать степень точности шестерни и окружную скорость в м/с.» [4]

$$K_{FV} = 1,5$$

$$Y_F = 4,3$$

$$m_n = 4,25$$

$$\sigma_F = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,5 \cdot 4,1 \cdot 1 \cdot \frac{9,62}{0,018 \cdot 4,25} = 390 < [\sigma_F], \text{ МПа}$$

Промежуточная шестерня, z_3 .

Расчёт промежуточной шестерни проведём по аналогичной методике.

$$Y_F = 3,46$$

$$\sigma_F = 1 \cdot 1,015 \cdot 1,077 \cdot 3,46 \cdot 1 \cdot \frac{4,99}{0,018 \cdot 4,25} = 246 < [\sigma_F], \text{ МПа}$$

Промежуточная шестерня, z_2 .

Расчёт промежуточной шестерни проведём по аналогичной методике.

$$Y_F = 3,46$$

$$\sigma_F = 1 \cdot 1,015 \cdot 1,077 \cdot 3,46 \cdot 1 \cdot \frac{3,58}{0,017 \cdot 4,25} = 187 < [\sigma_F], \text{ МПа}$$

Ведомая шестерня, z_1 , рисунок 5.

Расчёт ведомой шестерни проведём по аналогичной методике.

$$Y_F = 3,46$$

$$\sigma_F = 1 \cdot 1,015 \cdot 1,077 \cdot 3,46 \cdot 1 \cdot \frac{3,47}{0,022 \cdot 4,25} = 113 < [\sigma_F], \text{ МПа}$$

Проверочный расчёт валов.

Методику расчёта возьмем из [5]. Все необходимые коэффициенты берём из этой же методики.

Ведомый вал.

«Проверочный расчёт производится в форме проверки коэффициента запаса прочности. Вал рассматривают как тело, имеющее объёмное неоднородное напряжённое состояние при переменных напряжениях.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач.

Силы на валы передаются через насаженные на них детали. При расчётах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Рисунок 6.

При переходе от конструкции к расчётной схеме производят также схематизацию опор и формы вала. Форму вала принимают в виде невесомого бруса постоянного сечения.» [4], [22]

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (36)$$

где $\operatorname{tg} \alpha = 200$ – угол профиля;

β – угол наклона зуба, для прямозубой передачи $\beta = 0,0$.

$$F_r = \frac{6328 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 2303, \text{ Н}$$

Для нахождения реакций R_a составим уравнение моментов вокруг точки

В:

$$F_r \cdot 46 - R_{ya} \cdot 92 = 0$$

$$R_{ya} = \frac{F_r \cdot 46}{92} = \frac{2303 \cdot 46}{92} = 1151,5, \text{ Н}$$

Для нахождения R_b составим уравнение равновесия сил вдоль оси Y

$$R_{ya} + R_{yb} - F_r = 0$$

$$R_{yb} = F_r - R_{ya} = 2303 - 1151,5 = 1151,5, \text{ Н}$$

Для нахождения реакций R_a составим уравнение моментов вокруг точки

В:

$$F_t \cdot 46 - R_{xa} \cdot 92 + F_m \cdot 60 = 0$$

$$R_{xa} = \frac{F_t \cdot 46}{92} = \frac{6328 \cdot 46 + F_m \cdot 60}{92} = 3989, \text{ Н}$$

Для нахождения R_b составим уравнение равновесия сил вдоль оси X

$$R_{xa} + R_{xb} - F_t + F_m = 0$$

$$R_{xb} = F_t - R_{xa} - F_m = 6328 - 3989 - 1266 = 1073, \text{ Н}$$

«Для установления опасных сечений построим эпюру моментов вокруг оси X (рисунок 11)

Опасным является сечение, вдоль которого действует сила F_r .

Для этого сечения определим запас сопротивления усталости и сравним их с допускаемыми.

Допускаемые напряжения определяются по зависимости:» [4]

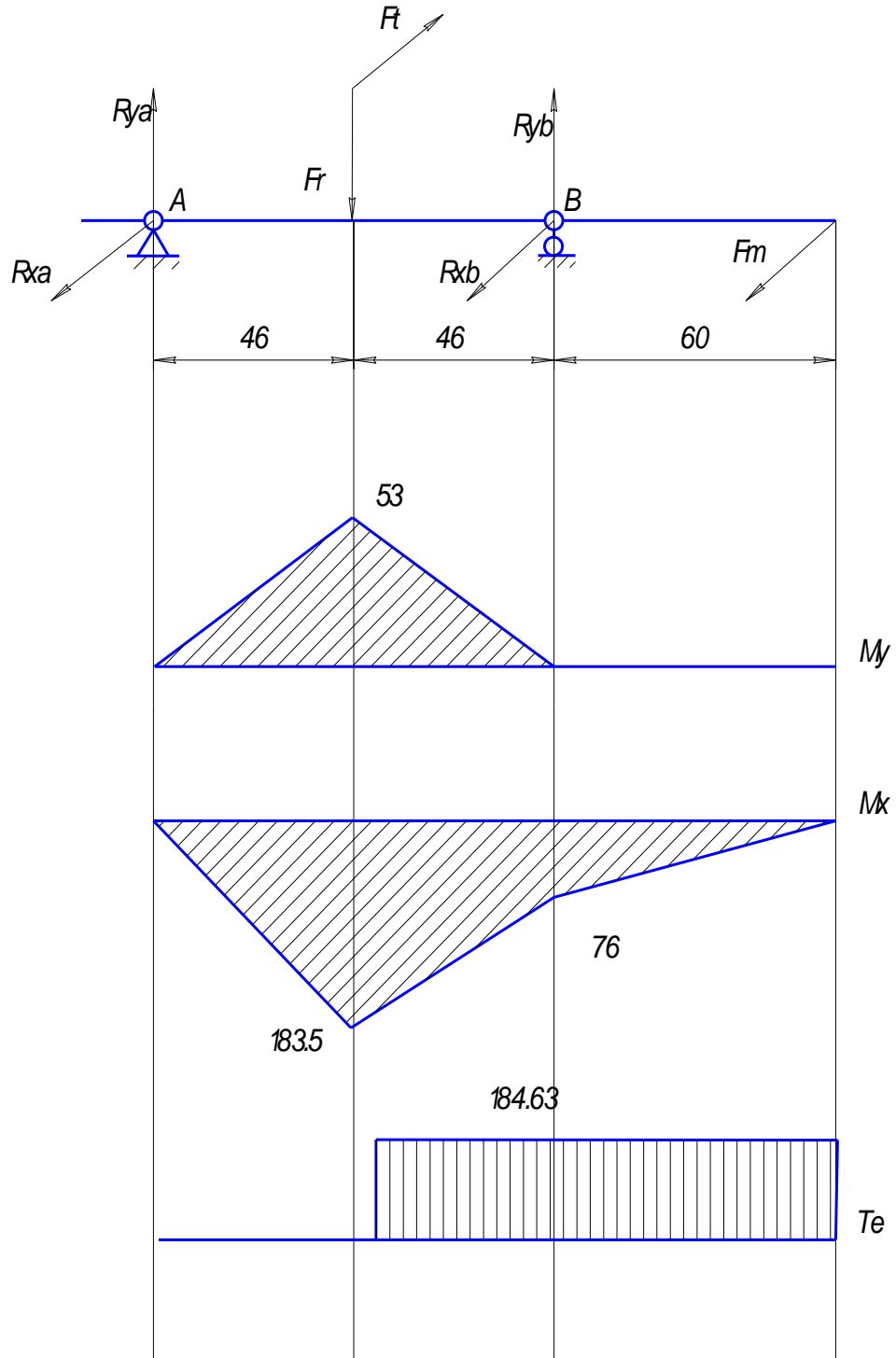


Рисунок 11 – Эпюры нагружения ведущего вала

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot (K_{\sigma} + K_F - 1)}{K_V \cdot K_d}} \geq [S_{\sigma}] \quad (37)$$

где σ_a – амплитуда напряжений цикла.

Напряжения в опасных сечениях определяют по формуле:

$$\sigma_a = \frac{M}{W} \quad (38)$$

где M – изгибающий момент в рассчитываемом сечении вала;

W – осевой момент сопротивления сечения, который определяется по формуле:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (39)$$

«где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе, который назначается в зависимости от вида концентратора и его характеристик.

σ_{-1} – предел выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба.

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

K_F – коэффициент влияния шероховатости.

$$[S_{\sigma}] = 1,5$$

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

$$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$$

$$K_V = 1,6$$

$$K_{\sigma} = 1$$

$$K_d = 0,77 \gg [13]$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 183494}{3,14 \cdot 77,5^3} = 4 \text{ МПа}$$

$$S_{\sigma} = \frac{250}{\frac{4}{1,6} \cdot \left(\frac{1}{0,77} + 1 - 1 \right)} = 77 > [S_{\sigma}] \text{ МПа}$$

Расчёт подшипников.

Методику расчёта возьмем из [13]. Все необходимые коэффициенты берём из этой же методики.

Промежуточный вал.

Расчёт подшипников сводится к определению потребной долговечности (ресурса) L , которые связаны с эквивалентной динамической нагрузкой P следующей зависимостью:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m \quad (40)$$

где $m = 3$ – для шариковых подшипников.

C и P измеряются в Н, а L – в млн. оборотов.

Эквивалентная динамическая нагрузка P для радиальных подшипников определяется по формуле:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \quad (41)$$

«где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник;

V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое колесо вращается (при вращении внутреннего колеса $V = 1$, наружного - $V = 1,2$);

K_σ – коэффициент безопасности, который учитывает характер нагрузки;

K_T – температурный коэффициент;

X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

$$F_r = 3272 \text{ Н}$$

$$F_a = 0$$

$$X = 1$$

$$K_\sigma = 1,1$$

$$K_T = 1$$

$$V = 1 \text{» [13]}$$

Подшипник 204, $C = 12700$ Н

$$P = 1 \cdot 3272 \cdot 1,1 = 3590 \text{ Н}$$

$$L = \left(\frac{12700}{3590} \right)^3 = 440$$

Зная ресурс работы подшипника в млн. оборотов, можно определить его ресурс в часах по следующей зависимости:

$$L_{\square} = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \geq L_{\square p} \quad (42)$$

где n – частота вращения вала в об/мин.

$$L_{hp} = 10 \cdot 10^3, \text{ ч}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 440}{60 \cdot 1500} = 4,88 \cdot 10^3 \geq L_{hp}$$

Ведомый вал.

$$F_r = 2303 \text{ Н,}$$

$$F_a = 0$$

$$X = 1$$

$$K_{\sigma} = 1,15$$

$$K_T = 1$$

$$V = 1$$

Подшипник 210, $C = 35100$

$$P = 1,2 \cdot 2303 \cdot 1,15 = 3178$$

$$L = \left(\frac{35100}{3178} \right)^3 = 1347$$

$$L_{hp} = 10 \cdot 10^3, \text{ ч}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 1347}{60 \cdot 1500} = 15 \cdot 10^3 \geq L_{hp}$$

«Проверочный расчёт промежуточной оси

Проверочный расчёт производится в форме проверки коэффициента запаса прочности. ось рассматривают как тело, имеющее объёмное неоднородное напряжённое состояние при переменных напряжениях.

Силы на валы передаются через насаженные на них детали. При расчётах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Рисунок 12.

При переходе от конструкции к расчётной схеме производят также схематизацию опор и формы вала. Форму вала принимают в виде невесомого бруса постоянного сечения.» [13]

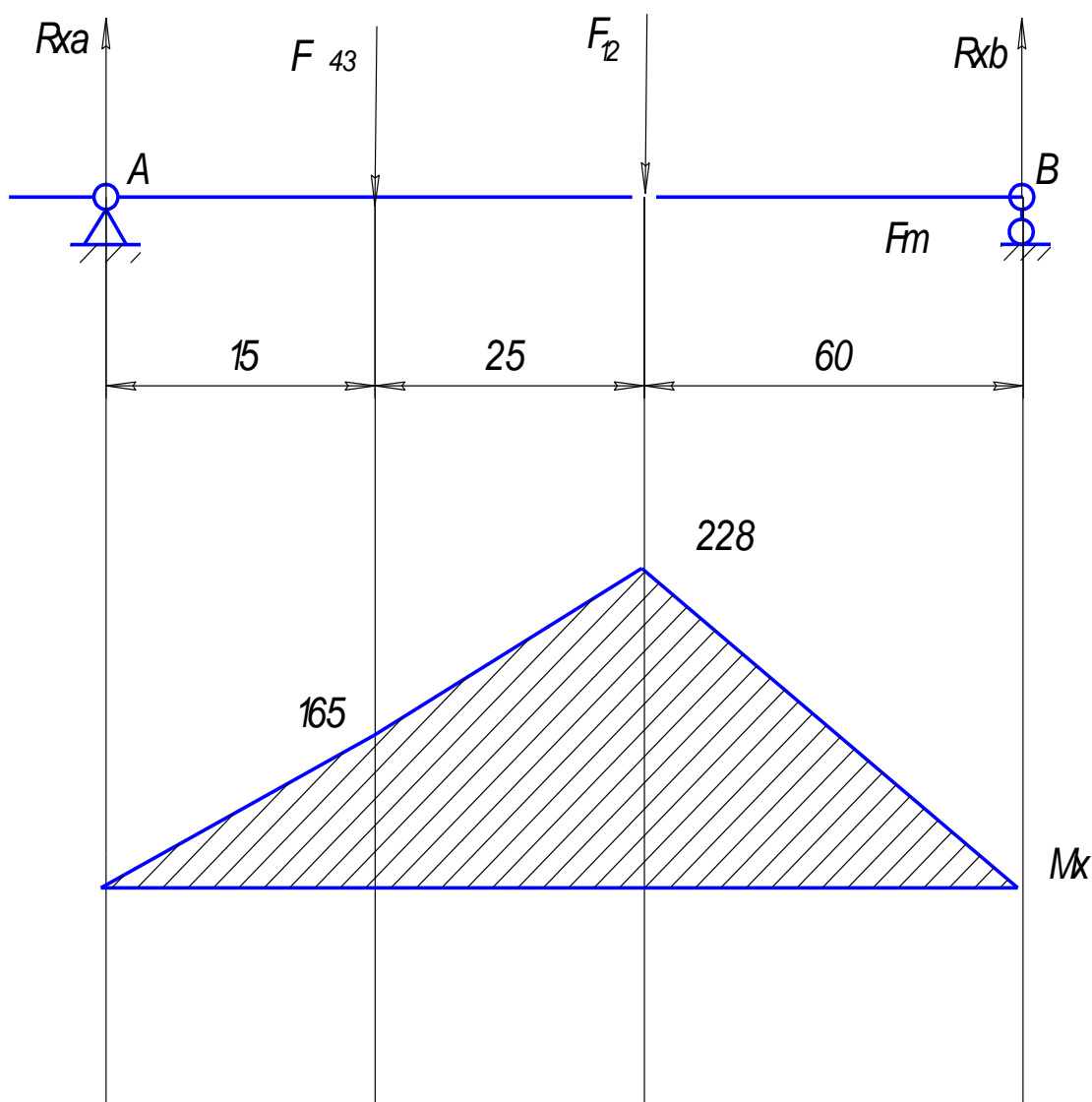


Рисунок 12 – Эпюра нагружения ведомого вала

$$F_{12} = 6320, \text{ Н}$$

$$F_{43} = 8502,6, \text{ Н}$$

Для нахождения реакций R_a составим уравнение моментов вокруг точки В:

$$F_{12} \cdot 60 + F_{43} \cdot 85 - R_{xa} \cdot 100 = 0$$

$$R_{xa} = 11012, \text{ Н}$$

Для нахождения R_b составим уравнение равновесия сил вдоль оси Y

$$R_{xa} + R_{xb} - F_{12} - F_{43} = 0$$

$$R_{xb} = F_{12} + F_{43} - R_{xa} = 6320 + 8502 - 11012 = 3810, \text{ Н}$$

«Для установления опасных сечений построим эпюру моментов вокруг оси X (рисунок 12).

Опасным является сечение, вдоль которого действует сила F_r .

Для этого сечения определим запас сопротивления усталости и сравним их с допускаемыми.

где σ_a – амплитуда напряжений цикла.

Напряжения в опасных сечениях определяют по формуле:» [4]

$$\sigma_a = \frac{M}{W} \quad (43)$$

где M – изгибающий момент в рассчитываемом сечении вала;

W – осевой момент сопротивления сечения, который определяется по формуле:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (44)$$

« K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе, который назначается в зависимости от вида концентратора и его характеристик.

σ_{-1} – предел выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба.

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

K_F – коэффициент влияния шероховатости.

$$[S_\sigma] = 1,5$$

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

$$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$$

$$K_V = 1,6$$

$$K_\sigma = 1$$

$$K_d = 0,77 \gg [13]$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 228012}{3,14 \cdot 20^3} = 285 \text{ МПа}$$

$$S_\sigma = \frac{250}{\frac{285}{1,6} \cdot \left(\frac{1}{0,77} + 1 - 1 \right)} = 1,15 > [S_\sigma] \text{ МПа}$$

В разделе выполнена разработка конструкции гусеничного транспортного средства. На основании параметров транспортного средства, оговоренных техническим заданием, произведен расчет тяговых характеристик проектируемого гусеничного транспортного средства.

Результатом выполнения раздела явился расчет зубчатых колес и сцепления транспортного средства. Расчет был выполнен по методике общего машиностроения без применения отраслевых стандартов расчета зубчатых передач, применяемых, как правило при расчетах коробок передач и узлов трансмиссии легкового автомобиля. Все полученные в результате расчетов значения будут использованы в проектировании конструкции трансмиссии транспортного средства, будут учтены габаритны и размеры колес и осей, толщина стенок корпуса коробки. Правильность выполненных расчетов подтверждается проверочными расчетами и построенными эпюрами нагрузки валов. Чертеж отдельных узлов трансмиссии представлен в графической части дипломного проекта.

3 Разработка технологического процесса сборки трансмиссии гусеничного транспортного средства

3.1 Анализ конструкции, взятой на технологическую разработку

В технологическом разделе производится разработка технологического процесса сборки узла трансмиссии, спроектированной в конструкторском разделе дипломного проекта. Необходимо разработать последовательность выполнения сборочных работ, обозначить необходимые технические условия на проведение сборочных работ и произвести подбор необходимого технологического оборудования.

Процесс разработки технологического процесса начинается с ознакомлением рабочего чертежа конструкции узла. Это необходимо для формирования понимания того, из каких узлов и деталей состоит конструкция, на какие элементы стоит расчленить изделие и в какой последовательности производить их сборку.

Процесс анализа также необходим для понимания тех схем сборки, которые могут быть применены для разработанной коробки передач. Для редукторных механизмов, к которым относится разрабатываемая трансмиссия, характерна особенность сборки, при которой необходимо разместить в корпусе валы и подшипниковые узлы, сохранив при этом геометрию и соосность всех валов. Обычно подобное решение достигается либо созданием разрезного корпуса, состоящего из двух частей, либо рациональной компоновкой механизма, когда сборка производится таким образом, что размещение подшипников не будет мешать компоновке механизма в целом. В этом случае, корпус будет обладать достаточной прочностью и жесткостью, что будет положительно сказываться на эксплуатационных показателях механизма.

Для анализа структурных компонентов разрабатываемой коробки передач произведем составление структурной схемы механизма, на котором можно будет выявить основные узлы и точки проведения сборки.

В качестве приводных механизмов переключения передач будет применяться актуатор поступательного типа. Переключение при помощи актуатора позволит производить переключение дистанционно, без сложных кинематических цепей.

3.2 Технологический процесс сборки механизма трансмиссии

Разработка технологического процесса сборки трансмиссии гусеничного транспортного средства автомобиля является частью выпускной квалификационной работы, которая выносится на лист графической части в виде технологической схемы.

На проработку технологии сборки берется узел «трансмиссия гусеничного транспортного средства». В качестве исходных данных при проектировании технологии принимаются:

- сборочные чертежи трансмиссии и деталей механизма переключения передач;
- в качестве объёма производства трансмиссии принимаем количество 1000 единиц, что объясняется перспективой годового сбыта на рынке России.

«К конструкции предъявляются общие требования технологичности, типичные для большинства узлов транспортных средств.

- изделие должно иметь возможность сборки по узлам;
- все узлы могут присоединяться к базовой детали независимо друг от друга;
- работы по сборке должны иметь возможность механизации;

- все детали должны иметь инструментальную доступность, каждая из деталей по возможности должна иметь возможность без демонтажа сопутствующих, либо их число должно быть минимизировано;
- изделие должно обладать свойством контролепригодности;
- детали и сборочные единицы должны быть унифицированы;
- сборочные работы должны вестись без применения специнструмента и спецоснастки.
- обеспечение расчленения его на отдельные узлы и сборочные единицы, сборка которых может иметь примерно одинаковые по длительности и по возможности однородные по технологическому содержанию этапы;
- обеспечение свободного инструментального доступа к деталям узла.» [16]

В таблицу 12 сведем все сборочные работы, которые необходимо произвести при проведении сборочных операций по трансмиссии гусеничного транспортного средства.

Указанные в таблице работы будут использованы при разработки технологической схемы сборки.

Сборка будет производиться поэтапно, в корпус трансмиссии. Картер будет выполняться разъёмной, соединяемой болтовыми соединениями. В корпус картера трансмиссии будет помещаться собранный узел. Окончательная сборка будет произведена после размещения всех узлов.

Сборку узлов следует производить на трансмиссионном масле, оно же будет использовано для заправки агрегата после сборки. Сборка механического привода не отражается в технологической карте, поскольку подключение системы переключения передач дистанционным управлением производится после проведения всех сборочных операций. Сборочные работы приводятся в таблице 6.

Таблица 6 – Сборочные работы, производимые при сборке коробки передач

№ пер	Наименование операции / перехода	Содержание операций, переходов	Используемое оборудование и инструмент	Время, чел-мин
1. Сборка узлов трансмиссии				
005	Сборка входного вала	<ol style="list-style-type: none"> 1. Запрессовать в шестерню подшипник 2. Установить распорную втулку 3. Запрессовать в шестерню второй подшипник 4. Произвести запрессовку оси 5. Надеть на ось дистанционные шайбы 	Стенд сборочный Пресс 20т Смазка – масло трансмиссионное	10,45
010	Сборка промежуточного вала	<ol style="list-style-type: none"> 1. Запрессовать в шестерню подшипник 2. Установить распорную втулку 3. Запрессовать в шестерню второй подшипник 4. Произвести запрессовку оси 	Стенд сборочный Пресс 20т Смазка – масло трансмиссионное	12,20
015	Сборка выходного вала	<ol style="list-style-type: none"> 1. Запрессовать на ось подшипник 2. Установить стопорное кольцо 3. Запрессовать в шестерню второй подшипник 4. Установить стопорное кольцо 	Стенд сборочный Пресс 20т Смазка – масло трансмиссионное	8,55
020	Сборка корпуса	<ol style="list-style-type: none"> 1. Произвести запрессовку штифтов 	Стенд сборочный Пресс 20т	6,32
2. Генеральная сборка трансмиссии				
025	Сборка трансмиссии с бортовыми фрикционными	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установить входной вал в посадочные места 2. Установить входной вал в посадочные места 3. Установить промежуточный вал в посадочные места 4. Установить втулки промежуточного вала 5. Накрутить привод на промежуточный вал и произвести его затяжку 6. Надеть вторую половину корпуса 7. Закрутить фиксирующие болты 5256- 1/13438/33 ключом на 19 8. Запрессовать манжету 9. Запрессовать установить валы привода фрикционных 10. Произвести затяжку болтов крепления цилиндров ключом на 17 11. Произвести установку и затяжку глухой крышки 	Ключ на 19 Ключ на 17 Смазка – масло трансмиссионное	18,25

Продолжение таблицы 6

		12. Произвести установку и затяжку сквозной крышки 13. Убедится в отсутствии заеданий при вращении		
030	Присоединение трансмиссии	1. Установить прокладку на картер коробки передач 2. Установить фрикционы на картер коробки передач 3. Произвести затяжку болтов 5256-1/13438/33 4. Присоединить привод переключения передач	Ключ на 17 Ключ на 27 Смазка – масло трансмиссионное	15,25

Произведем расчет времени проведения работ по сборке трансмиссии.

«Техническое нормирование слесарно-сборочных работ, определение типа производства и формы организации технологического процесса сборки

Нормы времени на переходы операций сборки определяем по приложениям 1-47. Суммируем нормы времени на каждый вспомогательный и технологический переход операции и заносим в таблицу 3.

Общее оперативное время на все виды работ при сборке изделия:» [9]

$$t_{\text{опобщ}} = \Sigma t_{\text{оп}} = 64,70 \text{ мин.} \quad (45)$$

Суммарная трудоемкость сборки:

$$t_{\text{штобщ}} = t_{\text{опобщ}} + t_{\text{опобщ}} (\alpha/100 + \beta/100), \quad (46)$$

где α – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места, принимаем $\alpha = 3\%$;

β – часть оперативного времени на перерывы для отдыха, принимаем $\beta = 5\%$.

$$t_{\text{штобщ}} = 64,70 + 64,70 \cdot (3/100 + 5/100) = 64,70 + 64,70 \cdot 0,08 = 69,88 \text{ мин.}$$

Определение типа производства

Определяем тип производства, основываясь на данных о годовом объеме выпуска $N = 1000$ шт. и $t_{шт\text{общ}} = 69,88$ мин. – производство мелкосерийное.

«Для мелкосерийного производства такт выпуска определяем по формуле:

$$T_{в} = F_{д} \cdot 60 \cdot m / N, \quad (47)$$

где $F_{д}$ – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену, принимаем $F_{д} = 2030$ час.;

m – количество рабочих смен в сутки, принимаем $m = 1$;

N – годовой объем выпуска.» [9]

$$T_{в} = 2030 \cdot 60 \cdot 1 / 1000 = 1218 \text{ мин.}$$

Такт выпуска меньше операционного времени, поэтому для данного объема выпуска время сборки является приемлемым.

В технологическом разделе был определен состав работ при производстве сборочных операций трансмиссии гусеничного транспортного средства. Произведен подбор основного оборудования и использованы аналитические данные для определения трудоемкости каждой отдельной операции. Исходя из отдельной трудоемкости каждой операции определена трудоемкость всего технологического процесса и определен такт производства, исходя их программы выпуска. На основании разработанной технологической карты произведена разработка технологической схемы, которая выносится на лист графической части.

4 Охрана труда и безопасность объекта проектирования

4.1 Характеристика объекта проектирования (технологического процесса сборочных работ)

В разделе безопасности и охраны труда рассматривается технологический процесс проведения сборочных работ. В качестве технологического процесса принимается сборка и монтаж трансмиссии гусеничного транспортного средства. Работы производятся на сборочной площадке сборочного участка. Сборка ведется на канаве, поскольку для проведения работ необходим доступ к днищу транспортного средства. В работе используется специализированный инструмент и приспособления, а также прессовое и подъемное оборудование. Все вышеописанное требует условий по охране труда, поскольку их использование может повлечь риск получения травмы или потерю трудоспособности при нарушении правил и требований к проведению работ.

4.2 Идентификация профессиональных рисков

Идентификация профессиональных рисков проводится в соответствии с нормативными документами и государственными стандартами. Согласно ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» можно выделить следующие производственные риски, характерные для рассматриваемого участка.

«Вредные производственные факторы по воздействию на организм работающего человека, на участке можно отметить:

- факторы, приводящие к хроническим заболеваниям, в том числе усугубляющие уже имеющиеся заболевания, за счет длительного относительно низкоинтенсивного воздействия;
- факторы, приводящие к острым заболеваниям (отравлениям,

поражениям) или травмам за счет кратковременного относительно высокоинтенсивного воздействия» [6]

«Опасные производственные факторы по воздействию на организм работающего человека, на участке можно отметить:

- факторы, приводящие к смертельным травмам (летальному исходу, смерти);
- факторы, приводящие к несмертельным травмам.

Опасные и вредные производственные факторы по характеру своего происхождения, на участке можно отметить:

– факторы, порождаемые физическими свойствами и характеристиками состояния материальных объектов производственной среды;

– факторы, порождаемые химическими и физико-химическими свойствами используемых или находящихся в рабочей зоне веществ и материалов;

– факторы, порождаемые социально-экономическими и организационно-управленческими условиями осуществления трудовой деятельности (плохая организация работ, низкая культура безопасности и т.п.);

– факторы, порождаемые психическими и физиологическими свойствами и особенностями человеческого организма и личности работающего (плохое самочувствие работника, нахождение работника в состоянии алкогольного, наркотического или токсического опьянения или абсистенции, потеря концентрации внимания работниками и т.п.).» [6]

«Опасные и вредные производственные факторы по характеру их изменения во времени подразделяют, на участке можно отметить:

- на постоянные, в том числе квазипостоянные;
- переменные, в том числе периодические;
- импульсные, в том числе регулярные и случайные.» [6]

«Опасные и вредные производственные факторы по характеру их действия во времени подразделяют:

- на постоянно действующие;
- периодически действующие, в том числе интермиттирующие;
- аperiodически действующие, в том числе стохастические.

Опасные и вредные производственные факторы по непосредственности своего воздействия подразделяют:

- на непосредственно воздействующие на организм занятого трудом человека;
- опосредованно воздействующие на организм занятого трудом человека через другие порождаемые ими и непосредственно воздействующие на организм занятого трудом человека факторы.

Опасные и вредные производственные факторы производственной среды по источнику своего происхождения подразделяют:

- на природные (включая климатические и погодные условия на рабочем месте);
- технико-технологические;
- эргономические (то есть связанные с физиологией организма человека).

Опасные и вредные производственные факторы производственной среды по природе их воздействия на организм работающего человека подразделяют:

- на факторы, воздействие которых носит физическую природу;
- факторы, воздействие которых носит химическую природу;
- факторы, воздействие которых носит биологическую природу.» [6]

«Опасные и вредные производственные факторы, обладающие свойствами физического воздействия на организм работающего человека, подразделяют на следующие типичные группы:

- опасные и вредные производственные факторы, связанные с силами

и энергией механического движения, в том числе в поле тяжести:

- действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение работающего, стоящего на опорной поверхности, на эту же опорную поверхность;

- действие силы тяжести в тех случаях, когда оно может вызвать падение работающего с высоты;

- неподвижные режущие, колющие, обдирающие, разрывающие (например, острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования) части твердых объектов, воздействующие на работающего при соприкосновении с ним, а также жала насекомых, зубы, когти, шипы и иные части тела живых организмов, используемые ими для защиты или нападения, включая укусы;

- опасные и вредные производственные факторы, связанные с механическими колебаниями твердых тел и их поверхностей и характеризующиеся повышенным уровнем общей вибрации; повышенным уровнем локальной вибрации;

- опасные и вредные производственные факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума; повышенным уровнем инфразвуковых колебаний (инфразвука);

- отсутствие или недостаток необходимого естественного освещения;

- отсутствие или недостатки необходимого искусственного освещения;

- повышенная яркость света;

- пониженная световая и цветовая контрастность;

- прямая и отраженная блескость;

- повышенная пульсация светового потока» [6]

«Опасные и вредные производственные факторы, обладающие свойствами психофизиологического воздействия на организм человека, подразделяют:

- на физические перегрузки, связанные с тяжестью трудового процесса;
- нервно-психические перегрузки, связанные с напряженностью трудового процесса.

Физические перегрузки подразделяют:

- на статические, связанные с рабочей позой;
- динамические нагрузки, связанные с массой поднимаемого и перемещаемого вручную груза;
- динамические нагрузки, связанные с повторением стереотипных рабочих движений.

Физические перегрузки организма работающего, связанные с тяжестью трудового процесса, в целях оценки условий труда, разработки и принятия мероприятий по их улучшению характеризуются такими показателями, как:»

[6]

- физическая динамическая нагрузка;
- масса поднимаемого и перемещаемого груза вручную;
- стереотипные рабочие движения;
- статическая нагрузка;
- рабочая поза;
- наклоны корпуса тела работника;
- перемещение в пространстве.

«Нервно-психические перегрузки подразделяют:

- монотонность труда, вызывающая монотонию;
- эмоциональные перегрузки.» [6]

Выявленные профессиональные риски являются характерными для сборочного производства и тех условий труда, в которых производится работа.

Следовательно, указанные риски являются в применении средств и методов охраны труда для нейтрализации негативных последствий.

4.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков

Методы снижения профессиональных рисков в целом направлены на нейтрализацию негативных последствий, вызываемых негативным воздействием.

«Для предотвращения угроз профессиональной безопасности при управлении профессиональными рисками необходимо применять ко всем видам деятельности, связанными с опасностями, средства оперативного контроля. В качестве примеров выбора дополнительных мер управления профессиональными рисками можно рассмотреть:

- модификацию конструкции, позволяющую ликвидировать опасность, например, использование механических подъемных устройств для исключения профессионального риска, связанного с ручными подъемными операциями;
- замену опасного материала на менее опасный или уменьшение энергии системы (например, снижение усилий, силы тока, давления, температуры и т.п.);
- средства коллективной защиты: сигнализации, предупредительные надписи и знаки безопасности, маркировка пешеходных дорожек и т.д.;
- административные меры управления: процедуры обеспечения безопасности, проверки оборудования, контроль доступа, системы обеспечения безопасности работы, инструктажи по охране труда и т.д.;
- обеспечение работника дополнительными средствами индивидуальной защиты: очки защитные, средства защиты органов слуха, щитки защитные лицевые, респираторы, перчатки и т.д.» [8]

«Для обеспечения эффективной работы по идентификации опасностей и оценки профессиональными рисками, а также использования процессов обмена информацией и консультаций, заведующий обеспечивает:

- обмен информацией и консультирование в отношении рисков для безопасных условий труда и здоровья между различными уровнями, а также с работниками сторонних организаций;

- документирование соответствующих обращений внешних заинтересованных сторон, а также ответа на них.» [6]

В частности, снизить негативное воздействие профессиональных рисков или полностью устранить их воздействие можно следующими методами, для простоты восприятия сведенными в таблицу 7.

Таблица 7 – Методы и средства снижения профессиональных рисков

Вид выявленного вредного производственного фактора	Методы и средства снижения или устранения вредного производственного фактора	Используемые СИЗ
1	2	3
Факторы, приводящие к заболеваниям	Применение средств индивидуальной защиты, изолирующих от негативного воздействия окружающей среды	Использование спецодежды Использование средств защиты органов зрения и органов дыхания
Факторы, порождаемые физическими свойствами и характеристиками состояния материальных объектов производственной среды;	Применение средств коллективной защиты (нанесение предупреждающих надписей, информационных табличек, меток и т.д.) Модификация конструкции с целью снижения рисков	Применение низковольтных ламп в сетях освещения Использование спецодежды
Факторы, порождаемые химическими и физико-химическими свойствами используемых или находящихся в рабочей зоне веществ и материалов;	Применение средств индивидуальной защиты, изолирующих от негативного воздействия окружающей среды	Использование спецодежды Использование средств защиты органов зрения и органов дыхания

Продолжение таблицы 7

1	2	3
Факторы, порождаемые социально-экономическими и организационно-управленческими условиями осуществления трудовой деятельности	Административные меры обеспечения безопасности труда Разработка рациональных режимов труда и отдыха Материальная компенсация вредных условий труда	Не предусмотрено
Факторы, порождаемые психическими и физиологическими свойствами и особенностями человеческого организма и личности работающего	Административные меры обеспечения безопасности труда Разработка рациональных режимов труда и отдыха Материальная компенсация вредных условий труда Обеспечение смены рода деятельности в течении дня	Не предусмотрено
Опасные и вредные производственные факторы, связанные с силами и энергией механического движения	Применение средств индивидуальной защиты, изолирующих от негативного воздействия окружающей среды	Защитные и вибропоглощающие перчатки, нарукавники. Наколенники и налокотники.
Неподвижные режущие, колющие, обдирающие, разрывающие (например, острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и оборудования)	Применение средств индивидуальной защиты, изолирующих от негативного воздействия окружающей среды Административные меры обеспечения безопасности труда	Защитные перчатки, нарукавники. Наколенники и налокотники. Проведение инструктажа по правилам ТБ на производстве
Опасные и вредные производственные факторы, связанные с механическими колебаниями твердых тел и их поверхностей	Применение средств индивидуальной защиты, изолирующих от негативного воздействия окружающей среды Административные меры обеспечения безопасности труда	Защитные и вибропоглощающие перчатки, нарукавники. Наколенники и налокотники.
Отсутствие или недостаток необходимого освещения	Обеспечение индивидуальных средств освещения рабочего места Разработка и прокладка осветительных сетей	Индивидуальные переносные фонари и осветительные лампы

Продолжение таблицы 7

1	2	3
Физические перегрузки, связанные с тяжестью трудового процесса;	Административные меры обеспечения безопасности труда Механизация работ Внедрение в рабочий процесс машин и механизмов, заменяющих ручной труд	Проведение инструктажа по правилам ТБ на производстве
Нервно-психические перегрузки, связанные с напряженностью трудового процесса	Административные меры обеспечения безопасности труда Разработка рациональных режимов труда и отдыха Материальная компенсация вредных условий труда Обеспечение смены рода деятельности в течении дня	Не предусмотрено

Разработанные мероприятия по снижению негативного воздействия производственных рисков на работающих значительно снижают негативные последствия. Между тем, значительного результата можно достичь исключительно комплексным подходом к вопросу защиты рабочих в условиях сборочного цеха, когда административные и инженерные мероприятия дополняют и усиливают действия друг друга.

4.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта

Обеспечение пожарной безопасности является важным элементом безопасности всего предприятия. Огонь наиболее опасный фактор при проведении работ, что особенно актуально для предприятия автомобильной промышленности, где используется большое количество легковоспламеняющихся жидкостей и материалов, которые могут послужить негативным фактором возникновения пожара.

Факторы пожарной опасности приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Факторы пожарной опасности на участке и их классификация

Класс пожара	Источник пожарной опасности	Опасные факторы пожара	Способ тушения
<p>А – горение твердых веществ</p> <p>А1 – горение твердых материалов, сопровождаемое тлением</p> <p>А2 – горение твердых материалов, не сопровождаемое тлением</p>	<p>горючие твердые вещества, ветошь и обтирочный материал искры от режущего абразивного инструмента, открытое пламя газовых горелок, электрическая дуга и искры сварочного оборудования</p>	<p>Задымление помещения, высокая температура открытого пламени, низкая концентрация кислорода, выброс токсических веществ продуктов горения</p>	<p>Все виды огнетушащих веществ: вода, пена, порошки, хладоны</p>
<p>В – горение жидких веществ</p> <p>В2 – горение неполярных горючих и легковоспламеняющихся жидкостей и плавящихся при нагреве веществ</p>	<p>топливо, мазут, консистентные смазки и технические жидкости</p>	<p>Задымление помещения, высокая температура открытого пламени, низкая концентрация кислорода, выброс токсических веществ продуктов горения, объемное горение, взрыв</p>	<p>пена; тонкораспыленная вода; хладоны; огнетушащие порошки общего назначения; аэрозольное пожаротушение и инертные разбавители: N₂, CO₂, и т.п.</p>
<p>С - горение газообразных горючих веществ</p>	<p>сварочные газы, метан</p>	<p>Высокая температура открытого пламени, низкая концентрация кислорода, выброс токсических веществ продуктов горения, объемное горение, взрыв</p>	<p>объемное тушение и флегматизация газовыми составами; огнетушащие порошки общего назначения; пены, вода (для охлаждения оборудования)</p>

Для обеспечения пожарной безопасности на участке, требуется принятие противопожарных мероприятий, имеющих как организационный, так и инженерный характер. К таковым мероприятиям на участке сборки будут относиться:

- разработка комплекса норм и правил по обращению с горючими веществами и правил поведения персонала при проведении огневых работ и работ, связанных с горючими материалами;

- проведение регулярного инструктажа работников, с целью доведения информации о правилах проведения работ, связанных с горючими материалами и соблюдения норм пожарной безопасности;

- организация внутрипроизводственной пожарной охраны, осуществляющей функции надзора за соблюдением норм и правил по обращению с горючими веществами, а также норм и правил соблюдения противопожарной безопасности;

- организация хранения горючих и пожароопасных материалов в соответствии с их физико-химическими и противопожарными свойствами;

- оснащение участка средствами наблюдения и сигнализации за пожарной ситуацией, проведение инструктажа персонала о поведении в случае срабатывания пожарной сигнализации;

- оснащение участков средствами первичного пожаротушения в соответствии с классом возможного пожара.

4.5 Обеспечение экологической безопасности технического объекта

Рассматриваемый участок не относится к категории производств, представляющих повышенную антропогенную опасность для окружающей среды. Тем не менее, участок, как и любое производство производит отходы, образующиеся в результате своей деятельности, которые могут выступать в роли загрязнителей, поэтому требуется их определение. К загрязняющим отходам следует отнести следующее:

- отходы сборочного производства кузовов (обрезки листового металла, обрезки древесины, обрезки пластика);
- смыв с рук рабочих смазочных материалов и растворителей;
- металлическая и абразивная пыль, окалина, образующиеся в результате обработки элементов кузова;
- ветошь и обтирочные материалы, остающиеся после протирки деталей и очистки рук работников сборочного участка.

В качестве мероприятий, обеспечивающих требования экологической безопасности, принимаются следующие:

- утилизация отходов в соответствии с классами опасности;
- очистка сточных вод перед сливом их в канализационный коллектор от остатков ГСМ и растворителей;
- «соблюдение требований, предъявляемых к размещению, строительству и эксплуатации потенциально опасных объектов, а также к осуществлению потенциально опасной деятельности» [8]

В разделе был произведен анализ деятельности на сборочном участке предприятия, осуществляющем сборку гусеничного многофункционального транспортного средства. Выявлены вредные и опасные производственные факторы, произведена их классификация. В соответствии с выявленными факторами произведена разработка мероприятий по снижению их воздействия на рабочих, либо их полной нейтрализации.

Разработаны мероприятия по снижению пожарной опасности, в соответствии с выявленными классами пожарной опасности.

Разработаны мероприятия по снижению антропогенного воздействия предприятия на окружающую среду.

5 Экономический раздел дипломного проекта

5.1 Анализ объекта дипломного проектирования

В дипломном проекте была произведена разработка гусеничного транспортного средства. Доработка заключается в изменении конструкции гусеницы, а также доработке сцепления транспортного средства, что позволит повысить плавность и комфортабельность поездки, а также увеличить грузоподъемность узла. Управление сцеплением производится при помощи гидравлического цилиндра, перемещающего рычаг.

Сама конструкция может быть изготовлена в условиях мелкосерийного производства. В процессе производства применяются операции литейные, токарные, фрезерные, шлифовальные. Работы проводятся в условиях специализированного предприятия. Также в условиях специализированного предприятия производится монтаж разработанного узла.

В экономическом разделе дипломного проекта необходимо произвести расчет себестоимости модернизации конструкции. Себестоимость будет являться отражением экономических затрат на производство, понесенных предприятием в процессе модернизации конструкции. Поэтому, расчет себестоимости будет являться главным показателем того, насколько разработанная конструкция будет влиять на стоимость изделия в целом.

5.2 Исходные данные для расчета

Исходные данные для расчета экономических показателей проекта сведем для удобства восприятия в таблицу 9. В таблице отражены основные параметры и значения, используемые при расчете себестоимости производимого узла в условиях мелкосерийного производства.

Таблица 9 – Исходные данные для экономического расчета

Наименование	Обозначение	Значение
Годовая программа, шт	ПР _{год}	1000
Штучное время сборки, мин	ВР _{шт}	69,88
Часовая ставка заработной платы: 3 разряд	С _{час}	160,45
4 разряд		185,25
5 разряд		210,30
6 разряд		250,50
Доплата часового фонда, %	Кд	8
Доплата за профессиональный навык, %	Кпф	12
Доплата за вредные условия труда, %	Квр	12
Премияльный фонд, %	Прем	20
Отчисления в фонд социального страхования, %	ФСС	30
Транспортно-заготовительные расходы, %	К _{т-з}	3
Содержание и эксплуатация оборудования, %	К _{с-эк}	4
Общие производственные расходы, %	ОПР	25
Расходы на общую хозяйственность, %	ОХД	30
Внепроизводственные расходы, %	ВПР	3

Общие исходные данные будут использованы при выполнении расчетов

5.3 Расчет затрат на материалы

Произведем расчет материальных затрат, которые предприятие несет в процессе модернизации кузова и подвески автобуса. Расчет выполняется исходя из разработанной технологии производства конструкции, а также исходя из информации о конструкторских особенностях. Результаты расчета сведем в таблицу 10.

Таблица 10 – Расчет материальных затрат на производство

Материал	Единицы	Расход	Цена, руб	Сумма, руб.
1	2	3	4	5
Заготовка поковка	кг	8	230,20	1841,60
Чугун литейный	кг	12	180,00	2160,00
Двутавр 16	кг		13,50	0,00
Грунтовка	кг	0,1	75,00	7,50
Краска	кг	0,2	120,00	24,00
Круг сортовой Сталь 45, d = 120	кг	6	95,00	570,00
Круг сортовой Сталь 45, d = 60	кг	4	95,00	380,00
Круг сортовой Сталь 45, d = 40	кг	4,25	95,00	403,75
Круг, бронза	кг	2,5	750,50	1876,25
Масло промышленное	кг	0,5	115,00	57,50
Прочие				750,00
ИТОГО				8070,60
Транспортно-заготовительные расходы				242,12
ВСЕГО				8312,72

Рассчитана общая сумма затрат на материалы.

5.4 Расчет затрат на покупные изделия и полуфабрикаты

Произведем расчет затрат на приобретение покупных изделий и полуфабрикатов, которые предприятие несет в процессе модернизации кузова и подвески. Расчет выполняется исходя из информации о конструкторских особенностях. Результаты расчета сведем в таблицу 11.

Таблица 11 – Затраты на покупные изделия и полуфабрикаты

Покупные изделия и полуфабрикаты	Количество	Цена, руб.	Сумма, руб.
1	2	3	4
Болты М10	8	25,00	200,00
Болты М8	8	14,00	112,00
Винты М8	10	10,00	100,00
Подшипник 305 ГОСТ 5720-75	2	350,00	700,00
Подшипник 302 ГОСТ 5720-76	4	275,00	1100,00

Продолжение таблицы 11

1	2	3	4
Шайбы	26	0,50	13,00
Прочие			350,00
ИТОГО			2575,00
Транспортно-заготовительные расходы			77,25
ВСЕГО			2652,25

Рассчитана общая сумма затрат на покупные изделия и полуфабрикаты, затрачиваемые на производство кузовных панелей.

5.5 Расчет затрат на заработную плату

Произведем расчет затрат заработную плату и сопутствующие издержки, таких как цеховые и производственные расходы, которые предприятие несет в процессе производства коробки отбора мощности. Расчет выполняется исходя из информации о технологии производства изделия. Результаты расчета сведем в таблицу 12.

Таблица 12 – Расчет затрат на заработную плату

Операция	Разряд	Трудоемкость, ч/час	Тарифная ставка	Заработная плата
Литейная	5	8,0	210,30	1682,40
Сварочная	5	12,0	210,30	2523,60
Токарная	6	8,0	250,50	2004,00
Фрезерная	6	8,0	250,50	2004,00
Шлифовальная	6	4,0	250,50	1002,00
Долбежная	5	10,0	210,30	2103,00
Термическая	5	2,5	210,30	525,75
Сверлильная	4	0,5	185,25	92,63
Слесарная	4	0,5	185,25	92,63
Сборочная	4	1,1	185,25	203,78
Окрасочная	3	1,0	160,45	160,45
Испытательная	5	1,5	210,30	315,45
ИТОГО				12709,68
Премияльные доплаты				3050,32
Основная заработная плата				15760,00

Рассчитана общая сумма затрат на основную заработную плату, затрачиваемые на производство единицу конструкции. Дальнейшие затраты рассчитываются исходя из суммы основной заработной платы.

Затраты по дополнительной заработной плате рассчитываются по формуле:

$$\text{ДОП}_{\text{зп}} = \text{Зосн} \cdot \text{Кд}, \quad (64)$$

где Кд – доплата часового фонда, Кд = 8%

$$\text{ДОП}_{\text{зп}} = 15\,760 \cdot 0,08 = 1\,260,00 \text{ руб}$$

Засчитаем затраты на отчисления в фонд социального страхования:

$$\text{СОЦ} = (\text{Зо} + \text{ДОП}_{\text{зп}}) \cdot \text{ФСС} \quad (65)$$

где ФСС – Отчисления в фонд социального страхования, ФСС = 30%

$$\text{СОЦ} = (15\,760,00 + 1\,260,00) \cdot 0,30 = 5\,106,24 \text{ руб}$$

Произведем расчет общепроизводственных расходов:

$$\text{Робщ} = \text{Зо} \cdot \text{ОПР} \quad (66)$$

где ОПР – общие производственные расходы, ОПР = 25%

$$\text{Робщ} = 15\,760,00 \cdot 0,25 = 3\,940,00 \text{ руб}$$

Произведем расчет общехозяйственных расходов:

$$\text{Рохр} = \text{Зо} \cdot \text{ОХД} \quad (67)$$

где ОХД – коэффициент общехозяйственных расходов, ОХД = 30%

$$\text{Рохр} = 15\,760,00 \cdot 0,3 = 4\,728,00 \text{ руб}$$

Расчет себестоимости коробки отбора мощности представим в таблице

Таблица 13 – Себестоимость разработанной трансмиссии

Статьи затрат	Значение	
	Сумма	%
Сырье и материалы	8312,72	13,9%
Покупные изделия и полуфабрикаты	2652,25	4,4%
Зарплата основная	15760,00	26,3%
Зарплата дополнительная	1260,80	2,1%
Отчисления на соцстрах	5106,24	8,5%
Расходы на содержание оборудования	16390,40	27,4%
Общепроизводственные расходы	3940,00	6,6%
Общехозяйственные расходы	4728,00	7,9%
Производственная себестоимость	58150,40	97,1%
Внепроизводственные расходы	1744,51	2,9%
Полная себестоимость	59894,91	100,0%

В экономическом разделе был произведен расчет себестоимости доработки конструкции сцепления и гусеничного движителя транспортного средства. Определены расходы по основным статьям затрат. Определены наиболее расходные статьи затрат на производство внедорожного транспортного средства. На основании произведенного расчета можно сделать вывод, что разработанная конструкция находится в рыночном ценовом сегменте, а разработанная конструкция гусеничного вездехода будет являться конкурентной по цене.

Заключение

Решение задач, поставленных в рамках выпускной квалификационной работы, производилось в разделах, логически связанных друг с другом.

В первом разделе дипломного проекта дано определение тому, что именно будет являться объектом разработки и были определены параметры конструкционных и эксплуатационных показателей проектируемого гусеничного транспортного средства. Сформулировано техническое предложение на разрабатываемую конструкцию, в котором были перечислены те конструкторские параметры, которые будут использованы при проведении силовых и прочностных расчетов конструкции. Выполнен анализ конструкторских решений, применяемых в конструкции гусеничных движителей. Рассмотрены различные варианты исполнения узла движителя, рассмотрены преимущества и недостатки каждого из них. В качестве конструкции движителя, используемого в разрабатываемой конструкции гусеничного многофункционального транспортного средства применена гусеница с цевочным зацеплением.

Во втором разделе дипломного проекта выполнена разработка конструкции гусеничного транспортного средства. На основании параметров транспортного средства, оговоренных техническим заданием, произведен расчет тяговых характеристик проектируемого гусеничного транспортного средства. Результатом выполнения раздела явился расчет зубчатых колес и сцепления транспортного средства. Расчет был выполнен по методике общего машиностроения без применения отраслевых стандартов расчета зубчатых передач, применяемых, как правило при расчетах коробок передач и узлов трансмиссии легкового автомобиля. Все полученные в результате расчетов значения будут использованы в проектировании конструкции трансмиссии транспортного средства, будут учтены габаритны и размеры колес и осей, толщина стенок корпуса коробки. Правильность выполненных расчетов подтверждается проверочными расчетами и построенными эпюрами нагрузки

валов. Чертеж отдельных узлов трансмиссии представлен в графической части дипломного проекта.

В технологическом разделе был определен состав работ при производстве сборочных операций трансмиссии гусеничного транспортного средства. Произведен подбор основного оборудования и использованы аналитические данные для определения трудоемкости каждой отдельной операции. Исходя из отдельной трудоемкости каждой операции определена трудоемкость всего технологического процесса и определен такт производства, исходя из программы выпуска. На основании разработанной технологической карты произведена разработка технологической схемы, которая выносится на лист графической части.

В разделе безопасности жизнедеятельности был произведен анализ деятельности на сборочном участке предприятия, осуществляющем сборку гусеничного многофункционального транспортного средства. Выявлены вредные и опасные производственные факторы, произведена их классификация. В соответствии с выявленными факторами произведена разработка мероприятий по снижению их воздействия на рабочих, либо их полной нейтрализации.

Разработаны мероприятия по снижению пожарной опасности, в соответствии с выявленными классами пожарной опасности.

Разработаны мероприятия по снижению антропогенного воздействия предприятия на окружающую среду.

В экономическом разделе был произведен расчет себестоимости доработки конструкции сцепления и гусеничного движителя транспортного средства. Определены расходы по основным статьям затрат. Определены наиболее расходные статьи затрат на производство внедорожного транспортного средства. На основании произведенного расчета можно сделать вывод, что разработанная конструкция находится в рыночном ценовом сегменте, а разработанная конструкция гусеничного вездехода будет являться конкурентной по цене.

Список используемых источников

1. Богатырев, А. В. Автомобили : учебник. Москва : ИНФРА-М, 2019. 655 с. (Высшее образование: Бакалавриат). www.dx.doi.org/10.12737/2530. - ISBN 978-5-16-101092-1.
2. Березина, Е. В. Автомобили: конструкция, теория и расчет: Учебное пособие. М.: Альфа-М: НИЦ Инфра-М, 2012. 320 с.: ил.; . (ПРОФИЛЬ). ISBN 978-5-98281-309-1. Текст : электронный.
3. Вахламов, В. К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. Заведений. М.: Издательский центр «Академия», 2008. 528 с.
4. Кобозев А.К., Швецов И.И., Койчев В.С. Ведущие мосты тракторов и автомобилей: Учебное пособие. Москва: СтГАУ - "Агрус", 2016. 64 с.
5. Высочкина, Л. И. Автомобили: конструкция, расчет и потребительские свойства [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию. Ставрополь, 2013. 68 с.
6. ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» по технологической операции, видам работ, оборудованию, производственному цеху, участку»
7. Карташевич А.Н. «Тракторы и автомобили. Конструкция». Изд-во Инфра-М, 2013. 313 с.
8. Корниенко, Евгений. Информационный сайт по безопасности жизнедеятельности [Электронный ресурс]. Электрон. текстовые дан. Москва: [б.и.], 2018. Режим доступа http://www.kornienko-ev.ru/teoria_auto/page233/page276/index.html, свободный
9. Лукаш, Ю. А. Экономические расчеты в бизнесе [Электронный ресурс]: большое практ. справ. пособие. Москва: Флинта, 2012. 210 с. ISBN 978-5-9765-1369-3.
10. Огороднов, С.М. Конструкция автомобилей и тракторов: учебник. Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. 284 с. ISBN 978-5-9729-0364-1.

11. Ремонт автомобилей [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://automend.ru/>

12. Савич, Е. Л. Системы безопасности автомобилей : учебное пособие. Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2020. 445 с.: ил. (Высшее образование: Бакалавриат). ISBN 978-5-16-104362-2.

13. Сергеенко, В.А. Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей. Минск : БНТУ, 2016. 61 с.

14. Стуканов, В. А. Основы теории автомобильных двигателей и мотоцикла : учебное пособие. Москва : ИД «ФОРУМ» : ИНФРА-М, 2020. 368 с. (Среднее профессиональное образование). ISBN 978-5-16-101654-1.

15. Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие. 2-е изд., испр. Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2020. 448 с. (Высшее образование: Бакалавриат). ISBN 978-5-16-101224-6.

16. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник. - Гриф МО. Москва : Academia, 2003. 477 с.: ил. (Среднее профессиональное образование). Библиогр.: с. 473. Прил.: с. 421-472. ISBN 5-7595-1150-8 : 191-82.

17. Щелчкова, Н. Н. Практикум по безопасности жизнедеятельности. Часть II : учебно-практическое пособие. Москва : ИНФРА-М, 2019. 225 с. ISBN 978-5-16-108275-1.

18. G. A. Einicke, Smoothing, Filtering and Prediction: Estimating the Past, Present and Future (2nd ed.), Prime Publishing, 2019

19. Milliken, W. F. Race Car Vehicle Dynamics / Premiere Series / R: Society of Automotive Engineers, Том 146: SAE International, 1995. 890 p. [8], [9], [10]. ISBN 1560915269, 9781560915263.

20. Singh, H. Rewat The Automobile: Textbook for Students of Motor Vehicle Mechanics: S Chand & Co Ltd, 2004 532 p.

21. Denton, Tom Automobile Mechanical and Electrical Systems: 2nd Edition: Routledge, 2017. 378p. ISBN 9780415725781

22. Everyday English For Technical Students (Mechanical engineering, metallurgy and transport department) [Электронный ресурс]/ Электрон. текстовые данные. Самара: Самарский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2019. 350 с.