

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))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

на тему Разработка конструкции 9-ступенчатой коробки передач
для тягача автопоезда

Обучающийся	Н.С. Телятник (Инициалы Фамилия)	
Руководитель	Д.А. Горохова (ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)	
Консультанты	канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский (ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)	
	канд. экон. наук, доцент Л.Л. Чумаков (ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)	
	И.Ю. Усатова (ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)	

Аннотация

Дипломный проект выполнен на тему: «Разработка конструкции 9-тиступенчатой коробки передач для тягача автопоезда».

Данный дипломный проект посвящен разработке 9-тиступенчатой коробки передач для тягача автопоезда. Целью проекта является создание эффективной и надежной трансмиссии, способной обеспечить оптимальное распределение мощности и повышенную тягово-скоростную характеристику автопоезда при различных условиях эксплуатации. Реализация данного проекта способствует улучшению технических характеристик автопоездов, повышению экономичности и надежности транспортных средств, что позитивно сказывается на различных аспектах логистики и транспортной отрасли.

Пояснительная записка содержит шесть разделов, введение и заключение, список используемой литературы и используемых источников, всего 124 страницы с приложением. Графическая часть содержит 10 листов формата A1, выполненных в Компас 3D. Проект полностью соответствует выданному заданию.

В первом разделе выполнен информационный обзор грузовых автомобилей, проведен информационно патентный обзор многоступенчатых коробок передач.

Во втором разделе выполнен тягово-динамический расчёт автопоезда.

В третьем разделе выполнены конструкторские расчеты проектируемой 9 ступенчатой коробки передач.

В четвертом разделе выбран, обоснован и составлен технологический процесс сборки.

В пятом разделе рассмотрены вопросы безопасности и экологичности проекта, разработаны меры и мероприятия по обеспечению безопасности и экологичности объекта дипломного проекта.

В шестом разделе определена экономическая эффективность проекта.

В заключении сделаны выводы по дипломному проекту.

Abstract

The title of the graduation work is: «The design development of a 9-speed gearbox for a road train.

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

The key issue of the graduation project is the structure design of the 9-speed gearbox for a road train.

The efficiency of using a road train for cargo transportation largely depends on its high load-carrying capacity. The design of the road train should enable the operations of loading and unloading to be carried out with minimal effort.

The gearbox is used to convert the torque in terms of value and direction, change the drive force on the driving wheels, speed and direction of movement, provide the ability to move the vehicle in reverse, and allow for extended disengagement of the engine and driving wheels. We touch upon the problem of high cost of the 9-speed gearbox for a road train for a wide range of consumers. The developed design of the 9-speed gearbox for a road train is much cheaper with the similar technical characteristics.

The aim of the work is to develop the design of the 9-speed gearbox for a road train.

The graduation work may be divided into several logically connected parts, which are: the consideration of the gearbox for a road train features, the overview of trucks; the traction-dynamic calculation; the design development of the 9-speed gearbox for a road train; the determination of the organizational form of the assembly of designed 9-speed gearbox for a road train, its technological process and labor intensity.

The special part of the graduation work gives details about the safety and environmental friendliness of the project.

Finally, we calculate the economic efficiency of the project.

Содержание

Введение.....	6
1 Состояние вопроса	8
1.1 Информационный обзор грузовых бортовых автомобилей.....	8
1.2 Информационно-патентный обзор многоступенчатых коробок передач	16
2 Тягово-динамический расчет	25
3 Конструкторская часть	47
3.1 Определение передаточного числа главной передачи.....	47
3.2 Определение передаточных чисел коробки передач	47
3.3 Расчет действительных передаточных чисел и геометрических параметров деталей коробки передач.....	49
3.4 Расчет кинематических параметров базовой коробки передач	50
3.5 Расчет на сопротивление усталости и прочность деталей коробки передач	59
4 Технологический раздел.....	74
4.1 Обоснование выбора технологического процесса	74
4.2 Разработка технологического процесса сборки	79
5 Производственная и экологическая безопасность проекта	86
5.1 Описание технологического процесса сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда с конструктивно-технологической и организационно-технической стороны.....	87
5.2 Идентификация профессиональных рисков	88
5.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков	90
5.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта.....	96
5.5 Обеспечение экологической безопасности рассматриваемого технологического процесса	99
6 Экономическая эффективность проекта.....	102
6.1 Расчет затрат по изготовлению проектируемого узла.....	102

6.2 Расчет затрат по изготовлению базовой системы	102
6.3 Расчет затрат по изготовлению проектируемой системы	103
6.4 Расчет затрат по изготовлению базовой машины	104
6.5 Расчет затрат по изготовлению проектируемой машины	104
6.6 Расчет затрат по эксплуатации проектируемой машины	105
6.7 Расчет производительности машины аналога	106
6.8 Расчет затрат на эксплуатацию проектируемой машины	107
6.9 Расчет затрат на эксплуатацию машины-аналога	112
Заключение	118
Список используемой литературы и используемых источников.....	119
Приложение А. Спецификации	122

Введение

Задачей данного дипломного проекта является анализ и проработка конструкции тягача и коробки переключения передач прицепного автопоезда полной массой от 38 до 40 т. В качестве исходных данных для расчетов взята техническая характеристика автомобиля-прототипа. В качестве прототипа используется автомобиль МАЗ-533605. Результатом проекта должны стать изменения, вносимые в конструкцию проектируемого узла, которые повысили бы эффективность использования транспортного средства. При этом конструкция узла должна соответствовать предъявляемым к ней требованиям.

На современном этапе производства качество изделий приобретает особо важное значение. Для создания изделий высокого качества конструктор должен хорошо знать функциональное назначение изделия, предъявляемые к нему общие и специфические требования, особенности конструкции современных изделий, свойства применяемых материалов и современные методы расчетов.

Основными требованиями, предъявляемыми к тягачу автопоезда при проектировании, являются его грузоподъемность, экономичность, вместимость, безопасность, долговечность, ремонтпригодность.

От высокой грузоподъемности автопоезда во многом зависит эффективность его использования при грузоперевозках. Конструкция автопоезда должна обеспечивать возможность выполнения с наименьшей трудоёмкостью операций по погрузке и разгрузке.

«Коробка передач служит для преобразования вращающего момента по значению и направлению, изменения силы тяги на ведущих колесах, скорости и направления движения, обеспечивает возможность движения автомобиля задним ходом и длительное разъединение двигателя и ведущих колес» [31].

«К коробке передач предъявляются следующие требования:

- увеличение тягового усилия до значения, необходимого для преодоления сопротивления движению в заданных эксплуатационных условиях при хороших показателях топливной экономичности;
- обеспечение оптимального использования мощности двигателя, уменьшение работы буксования сцепления;
- обеспечение управления переключением передач, сокращение переключений для повышения динамических качеств;
- высокий КПД на наиболее используемых передачах;
- наличие нейтрального положения для длительного отключения двигателя от трансмиссии, а также передачи заднего хода;
- возможность отбора мощности для привода дополнительного оборудования» [32].

«Улучшение показателей эксплуатационной технологичности требует внедрения ряда конструктивных мер, способствующих исключению или сведению к минимуму различных эксплуатационных регулировок, смазочных операций, контрольно-профилактических, крепежных работ.

Это достигается применением узлов трения, работающих без смазочного материала, применением масел и смазочных материалов, сохраняющих свои свойства длительное время, внедрением в конструкцию агрегатов устройств, автоматически поддерживающих заданный зазор в сопряжении, использованием самостопорящихся резьбовых соединений» [3].

«Задачей экономической оценки технических решений является обоснование целесообразности их внедрения, оценки их преимуществ перед лучшими из соответствующих средств аналогичного назначения и определения экономического эффекта от внедрения. Общая цель экономической оценки новой техники – установить, насколько проектируемые конструкции автомобиля отвечают требованиям высокой эффективности» [5].

1 Состояние вопроса

1.1 Информационный обзор грузовых бортовых автомобилей

Модельный ряд грузовиков и седельных тягачей Ахор (рисунок 1), занимающих промежуточное положение между более легкими Atego и тяжелыми Actros, разработаны для доставки грузов на средние расстояния. Машины используются и для перевозки тяжелых грузов – заимствованная у Actros рама специально адаптирована к характеристикам Ахор. Автомобили Ахор имеют полную массу от 58 до 26 т. Допустимая полная масса автопоезда – от 28 до 40 т. Нагрузка на переднюю ось – 7,5 т, на заднюю – 55,5 т, на двухосную тележку – $2 \times 9,5$ т. Версии полной массой 58 т выпускаются двухосными с колесной формулой 4×2 и 4×4, полной массой 26 т – трехосными с колесной формулой 6×2 и 6×4.



Рисунок 1 – Прицепной автопоезд Mercedes-Benz AXOR 2543

Появившись на европейском рынке в 2005 году, через три года изначально бразильские автомобили обновились и в настоящее время, кроме Бразилии, производятся в Германии и Турции. Применяются кабины такие же по длине, что и на Atego: короткая (S), с увеличенной длиной, длинная (L) с одним спальным местом и длинная с высокой крышей и двумя спальными местами.

Грузовики оснащаются 6-цилиндровыми рядными дизелями: 6,4-литровым мощностью 238, 256 и 286 л.с., 7,2-литровым мощностью 326 л.с. и 52,0-литровым мощностью 360, 405 и 428 л.с. Созданные по технологии Blue-Tec на базе системы SCR, двигатели отвечают нормам токсичности отработавших газов Евро-4 и Евро-5. Устанавливаются механические коробки передач: 6-, 9- и 56-ступенчатая. Последняя может оборудоваться системой переключения передач Telligent.

Рабочее место водителя Mercedes-Benz представлено на рисунке 2.



Рисунок 2 – Рабочее место водителя Mercedes-Benz AXOR

В качестве подвески используются параболические рессоры, которые могут заменяться пневмоподвеской одного или обоих мостов с системой Telligent, регулирующей высоту рамы над дорогой. Также для автомобилей с

мотором мощностью до 326 л.с. по заказу может устанавливаться система электронного контроля крена Telligent, а также контроля регулировок амортизаторов.

Появление в 2005 году DAF серии XF505 (рисунок 3) с новым двигателем было вызвано необходимостью создания нового флагманского грузовика, отвечающего требованиям норм Евро-4/Евро-5. Эта наиболее современная и дорогая серия, таким образом, не заменяет грузовики XF95.

Шасси серии XF505 выпускаются полной массой 58 (колесная формула 4×2), 24,9 (6×2), 25,087 (6×2), 25,7 (6×2), 26 (6×2) и 32 т (8×4). Колесная база составляет от 4,2 до 6,9 м. Седельные тягачи имеют колесную формулу 4×2 (полная масса – 58 т, в составе автопоезда – 40 т), 6×2 (от 23 до 26 т, в составе автопоезда – 44 т), 6×4 (26 т, в составе автопоезда – 60 т) и 8×4 (36 т, в составе автопоезда – 58 т). Колесная база у двухосных седельных тягачей равна 3,6 м, у трехосных – от 3,5 до 4,55 м, у четырехосных – 4,8 м. Тягачи с низким расположением опорноцепного устройства (96 см) могут перевозить в составе автопоезда, высота которого не превышает 3 м, груз объемом до 500 м³.



Рисунок 3 – Прицепной автопоезд DAF XF

Внешне автомобиль XF505 отличают новый дизайн стального бампера с четырьмя круглыми противотуманками, решетка радиатора большого размера, инкрустированная алюминиевой декоративной полоской, новые боковые и задние зеркала заднего вида, выполненные в цвет кабины, ксеноновые блок-фары, а также дополнительные фары прожекторного типа, интегрированные в крышу кабины Super Space Cab.

Кабина XF Super Space Cab представлена на рисунке 4.



Рисунок 4 – Кабина XF Super Space Cab

Принципиальным отличием интерьера кабины XF505, по сравнению с XF95, является сильно уменьшенный бугорок тоннеля пола, что связано с применением новых двигателей PACCAR MX, имеющих меньшую высоту, чем у моторов DAF XE. Панель приборов оформлена более богато – под алюминий или дерево. Кроме того, на щитке приборов расположился дополнительный стрелочный указатель уровня добавки AdBlue в «мочевиновом» баке.

Обновленное в 2006 году семейство VOLVO FH (рисунок 5) внешне отличается от прежнего оригинальным бампером, окаймленной хромированной трапецевидной решеткой радиатора, надписью «660 HP56» в верхней части кабины. Кабины серии FH56 предлагают в трех исполнениях — спальное, Globetrotter и Globetrotter XL.



Рисунок 5 – Прицепной автопоезд Volvo FH56

Основной сферой применения грузовиков семейства FH56 являются материальные перевозки, доставка сверхтяжелых грузов, работа на строительстве и лесозаготовках. Особенно преимущество мощных двигателей проявляется на заснеженных и горных дорогах, где они обеспечивают движение автопоездов с большей средней скоростью.

Рядный 6-цилиндровый 56-литровый дизель D56E с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха имеет единую головку блока цилиндров, верхний распредвал, по 4 клапана на цилиндр и насос форсунки с электронным управлением. По заказу силовой агрегат может быть дополнен моторным тормозом Volvo (VEB+) и коробкой отбора мощности. Сблокированная с дизелем автоматизированная механическая коробка

передат с системой I-Shift обеспечивает легкость вождения тягача и снижение расхода топлива. Коробка имеет 52 несинхронизированных передач, демультипликатор и делитель.

Грузовики FH56 снабжаются как одинарными, так и сдвоенными ведущими мостами с одно- или двухступенчатыми редукторами. Все мосты снабжены механизмами принудительной блокировки межколесных дифференциалов, улучшающих сцепление колес на скользкой дороге. Мосты новых грузовиков подвешены к раме на рессорах либо на пневматической подвеске.

Рабочее место водителя Volvo FH56 представлено на рисунке 6.



Рисунок 6 – Рабочее место водителя Volvo FH56

На магистральные тягачи устанавливают дисковые тормоза с электронным распределением тормозных сил EBS и системой поддержания курсовой устойчивости ESP. Функция «Hill Star Aid» системы EBS облегчает трогание на крутом подъеме. В начале пути тормоза задействованы до тех пор, пока величина крутящего момента дизеля не станет достаточной для того, чтобы грузовик начал уверенно двигаться вперед.

Авторское свидетельство трехосное шасси грузового автомобиля ru 25309 b 62 d 65/50 (рисунок 7).

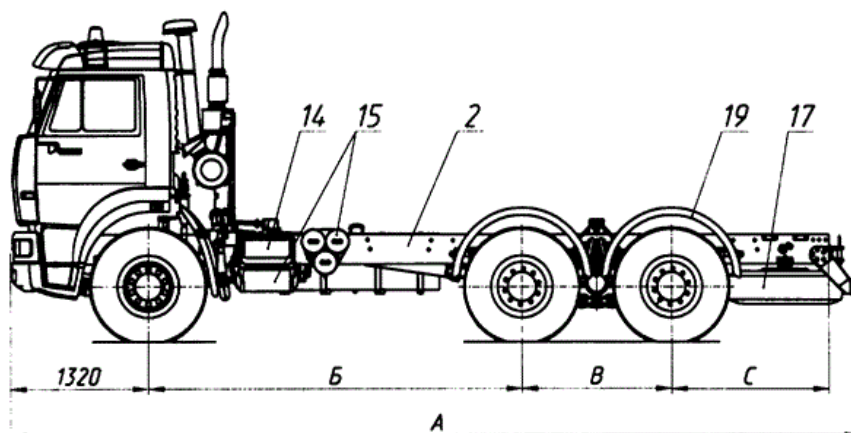


Рисунок 7 – Трехосное шасси грузового автомобиля

«Трехосное шасси грузового автомобиля, выполненное с колесной формулой 6×4, содержащее откидную кабину, под которой размещен двигатель, раму с передним и задним свесами, выполненную из лонжеронов и поперечин с расширением в сторону кабины, глушитель с выпускной трубой, ящик аккумуляторных батарей, пять ресиверов, два из которых объединены в блок и размещены под ящиком аккумуляторных батарей, топливный бак, брус безопасности отличающееся тем, что шасси выполнено с удлиненным задним свесом.

Глушитель установлен справа вертикально на стойке с распоркой, а выпускная труба направлена вверх, при этом между глушителем и выпускной трубой установлен искрогаситель, ящик аккумуляторных батарей и три ресивера, объединенные в блок, установлены на левом лонжероне рамы, а топливный бак размещен на правом лонжероне, кроме того, в задней части рамы установлены запасное колесо, размещенное под лонжеронами и дополнительная поперечина, а над колесами среднего и заднего мостов установлены пластмассовые крылья» [6].

Авторское свидетельство шасси грузового автомобиля (ru 43524 b 62 d 65/50) (рисунок 8).

«Шасси грузового автомобиля, содержащее откидную кабину, под которой размещен двигатель, раму с передним и задним свесами,

выполненную из лонжеронов и поперечин, с расширением в сторону кабины и уменьшенной шириной в задней части, закрепленный с помощью кронштейна и стойки к задней стенке кабины воздухоочиститель мультициклонный с прикрепленной к нему трубой воздухозаборника, глушитель, установленный справа под рамой, перед средним мостом, выпускную трубу, направленную влево, ящик аккумуляторных батарей, пять ресиверов, два из которых объединены в блок и размещены под ящиком аккумуляторных батарей, а три – объединены в блок и размещены на раме с правой стороны, топливный бак, межколесные дифференциалы, брус безопасности, установленный в задней части рамы, отличающееся тем, что шасси выполнено с колесной формулой 6×4» [28].

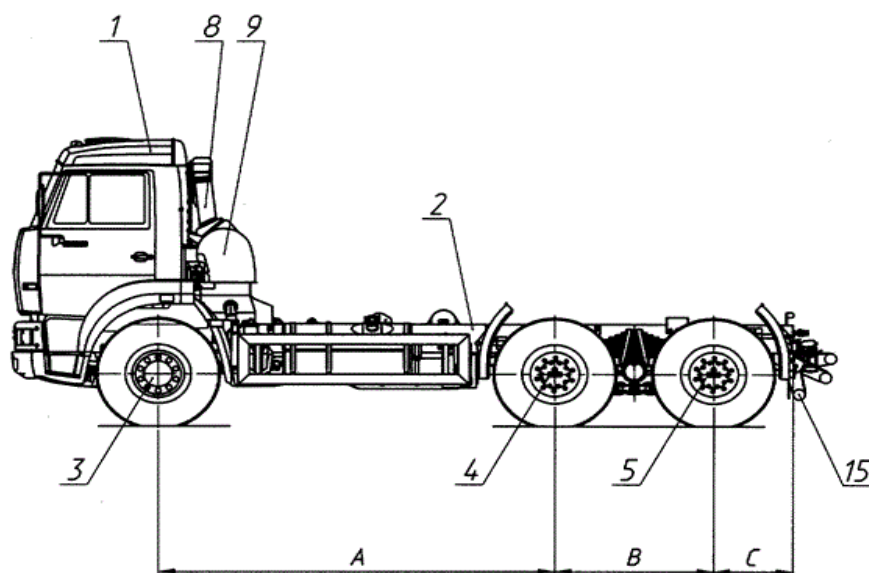


Рисунок 8 – Шасси грузового автомобиля

«Справа под рамой установлено горизонтально запасное колесо, расположенное между ящиком аккумуляторных батарей и блоком из трех ресиверов, задняя поперечина выполнена изогнутой и на ее заниженной части установлено тягово-сцепное устройство, а брус безопасности установлен с возможностью фиксации в трех положениях» [9].

В представленных вариантах можно обнаружить как преимущества, так и явные недостатки.

1.2 Информационно-патентный обзор многоступенчатых коробок передач

«Ступенчатые коробки передач классифицируют по следующим признакам:

- по подвижности валов и осей различают коробки передач с неподвижными валами и планетарные (с подвижными осями части шестерен-сателлитов);
- по числу валов коробки передач с неподвижными валами делят на двух-, трех- и многовальные;
- по числу ступеней для движения вперед коробки передач могут быть двух-, трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатыми (двухступенчатые коробки применяют совместно с бесступенчатым трансформатором);
- по способу управления различают неавтоматические, полуавтоматические и автоматические коробки передач» [34].

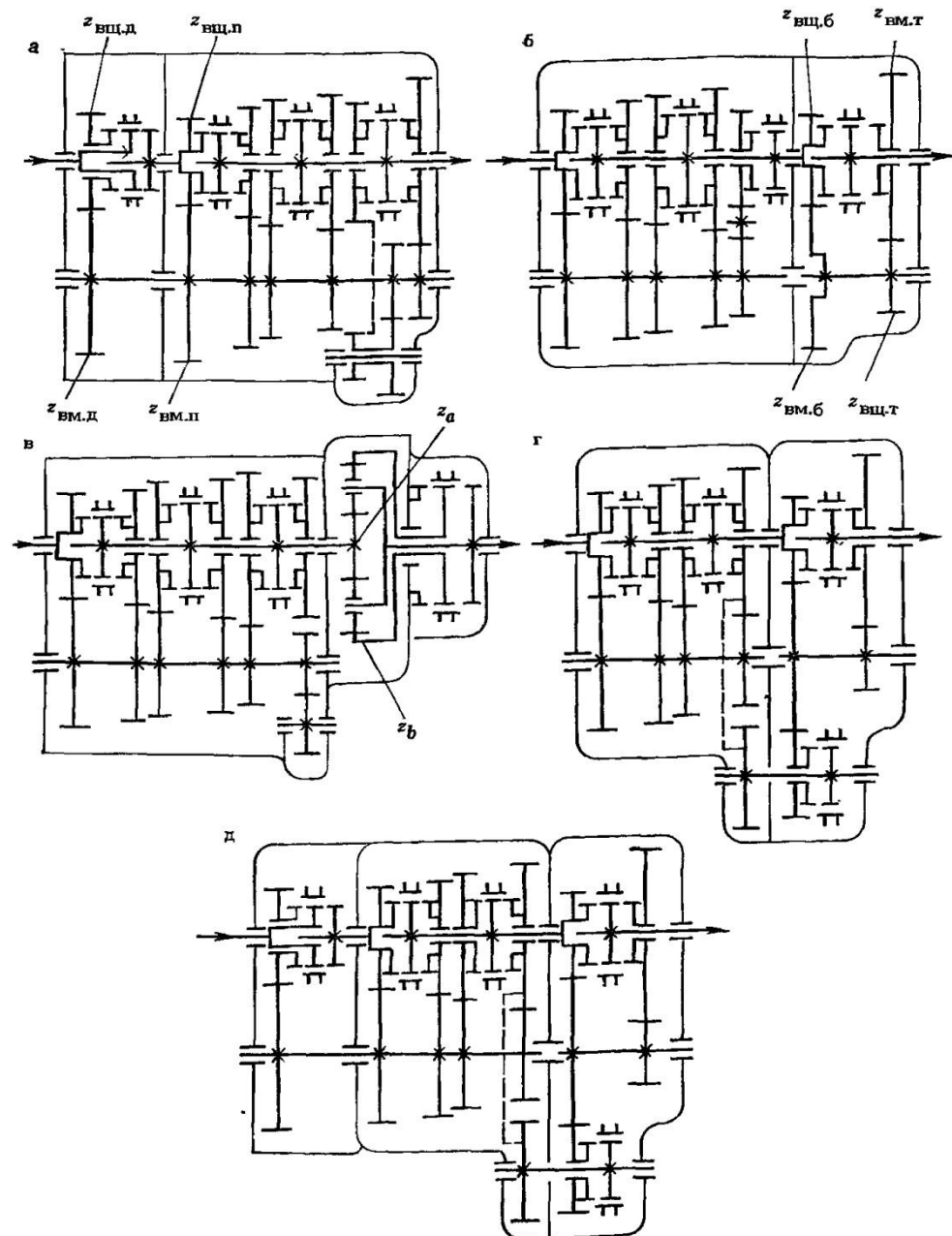
Многоступенчатые коробки передач с числом ступеней от 6 до 55 устанавливают на грузовые автомобили большой грузоподъемности и высокой проходимости.

Неавтоматической коробкой передач управляют непосредственно или с помощью усилителя (гидравлического, пневматического, вакуумного, электромагнитного или комбинированного).

«Многоступенчатые коробки с тремя степенями свободы образуются на базе 4-, 5- или 6-ступенчатой коробки, имеющей соосную трехвальную схему, путем установки к последней впереди или сзади дополнительного редуктора. Чаще всего дополнительный редуктор выполняется двухступенчатым и имеет одну ступень прямую и одну редукторную – понижающую или повышающую. Применяя с ним базовую 4-ступенчатую коробку, получают восемь передач, а 5-ступенчатую – десять и так далее. Применение 3-ступенчатого дополнительного редуктора позволяет утроить число передач по отношению к числу передач базовой коробки. Для

получения определенной передачи в коробке с тремя степенями свободы включаются одна зубчатая муфта в базовой коробке и одна в дополнительном редукторе» [21].

Ряд распространенных схем коробок передач с тремя степенями свободы показан на рисунке 9.



а – 10-ступенчатая, с передним редуктором-делителем; б – 8-ступенчатая, с задним вальным редуктором; в – 9-ступенчатая, с задним планетарным редуктором; г – 8-ступенчатая; д – 16-ступенчатая, с передним делителем и задним вальным редуктором

Рисунок 9 – Кинематические схемы многоступенчатых коробок передач

«Передний дополнительный редуктор конструктивно является рациональным в том случае, если он выполняется в виде пары зубчатых колес, дающей редукторную (непрямую) ступень. Прямая ступень получается непосредственным соединением входного вала редуктора с входным валом базовой коробки. Диапазон передаточных чисел такого редуктора выбирается небольшим. Такой редуктор принято называть делителем. Он незначительно расширяет диапазон передаточных чисел, поэтому базовая коробка должна иметь достаточно большой собственный их диапазон» [3].

«Положительные особенности коробки передач с делителем:

- увеличение числа передач вдвое достигается наиболее просто; обеспечивается высокая степень унификации – базовая коробка может использоваться отдельно без делителя, так как ее собственный диапазон передаточных чисел во многих случаях является достаточным;
- при включении не прямой ступени редуктора КПД многоступенчатой коробки сохраняется на том же уровне, который имеет базовая коробка» [35].

«Основной недостаток многоступенчатой коробки с делителем – необходимость иметь относительно большое межосевое расстояние, так как на выходе базовой коробки на низших передачах действует большой крутящий момент.

Задний 2-ступенчатый дополнительный редуктор выполняется вальным с двумя парами зубчатых колес или планетарным. Задний редуктор имеет одну ступень прямую и одну редукторную понижающую. Использование его в качестве делителя нерационально. Как правило, он выполняется с большим диапазоном передаточных чисел, чем у базовой коробки. Базовая коробка при этом выполняется с относительно небольшим собственным диапазоном» [4].

«Положительными особенностями многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором являются:

- относительно небольшое межосевое расстояние базовой коробки, так как передаточное число на первой передаче и, соответственно, крутящий момент на вторичном валу существенно ограничены;
- возможность получить большой общий диапазон 12...13 и более;
- меньшая напряженность синхронизаторов базовой коробки, обусловленная малыми перепадами угловых скоростей соседних ее передач и позволяющая применять синхронизаторы на низших передачах даже при установке двухдискового сцепления.

Недостатки многоступенчатой коробки передач с задним редуктором:

- нельзя использовать базовую коробку отдельно без редуктора вследствие небольшого собственного ее диапазона передаточных чисел;
- несколько повышенные потери мощности на низших передачах, когда включена понижающая ступень редуктора и мощность передается через четыре зубчатых зацепления; необходимость применения в заднем редукторе синхронизатора большой энергоемкости» [25].

«В многоступенчатых коробках передач с четырьмя степенями свободы используется базовая коробка и два дополнительных редуктора – передний и задний. Для получения определенной передачи в таких коробках необходимо включить три зубчатые муфты: по одной – в переднем редукторе, базовой коробке и заднем редукторе. Так построена 16-ступенчатая коробка передач» [17].

Конструкции некоторых многоступенчатых коробок передач показаны на рисунке 10, 11, 12.

«Десятиступенчатая коробка передач выполнена с передним делителем на базе 5-ступенчатой коробки переада. Ее схема соответствует приведенной на рисунке 9, а. Коробка имеет высокую степень унификации. За

исключением первичного вала в 10-ступенчатой модификации используются все детали базовой 5-ступенчатой коробки. При установке делителя первичный вал базовой коробки заменяется валом 4. Все зубчатые колеса коробки находятся в постоянном зацеплении» [8].

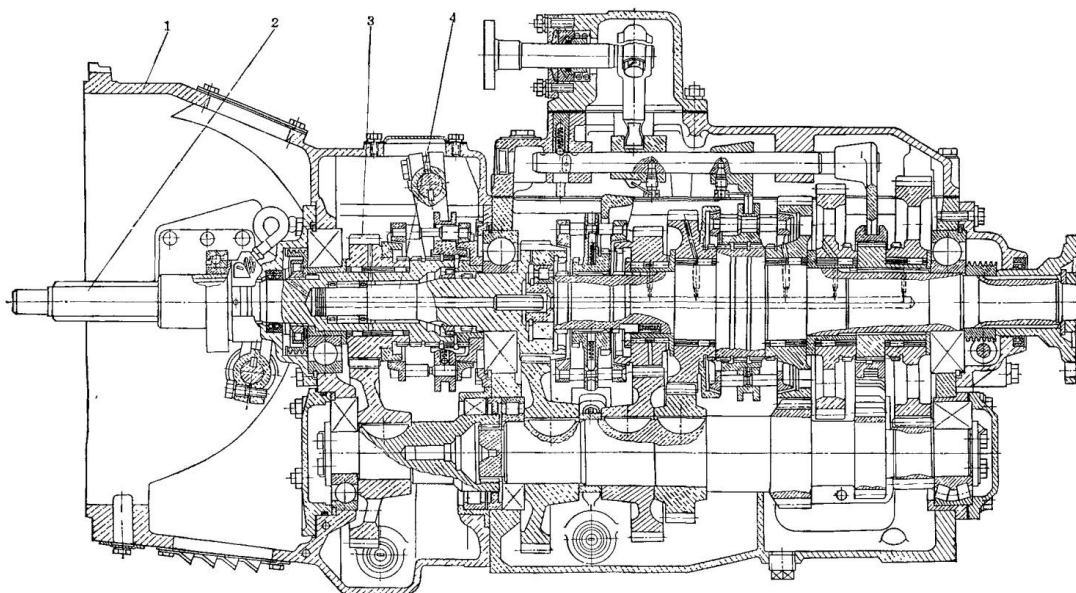


Рисунок 10 – 10-ступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ-5320

«Восьмиступенчатая коробка передач выполнена по схеме, показанной на рисунке 9, г. Эта коробка передач имеет задний дополнительный 2-ступенчатый редуктор вального типа с прямой и понижающей ступенями.

Главными особенностями конструкции показанной коробки передач являются:

- общий картер 1 для 4-ступенчатой базовой части и заднего редуктора;
- особый вид размещения шестерен заднего хода.

От шестерни 2 первой передачи вторичного вала приводится во вращение ведомая шестерня 8 вала 7 заднего хода, вал проходит в отсек заднего редуктора и с помощью свободно установленной шестерни 6 соединяется с ведомой шестерней 4 первой пары редуктора. Включение заднего хода производится муфтой 5. Указанное размещение шестерен

позволяет уменьшить осевой размер коробки. Промежуточные валы 9 и 3 выполнены заодно с шестернями низших ступеней. Остальные зубчатые колеса промежуточных валов сцентрированы по цилиндрическим шейкам вала и фиксированы от проворачивания с помощью шлицевых соединений. Шлицевые участки на шейках вала занимают не более $\frac{5}{5}$ длины шейки, что облегчает сборку промежуточного вала» [19].

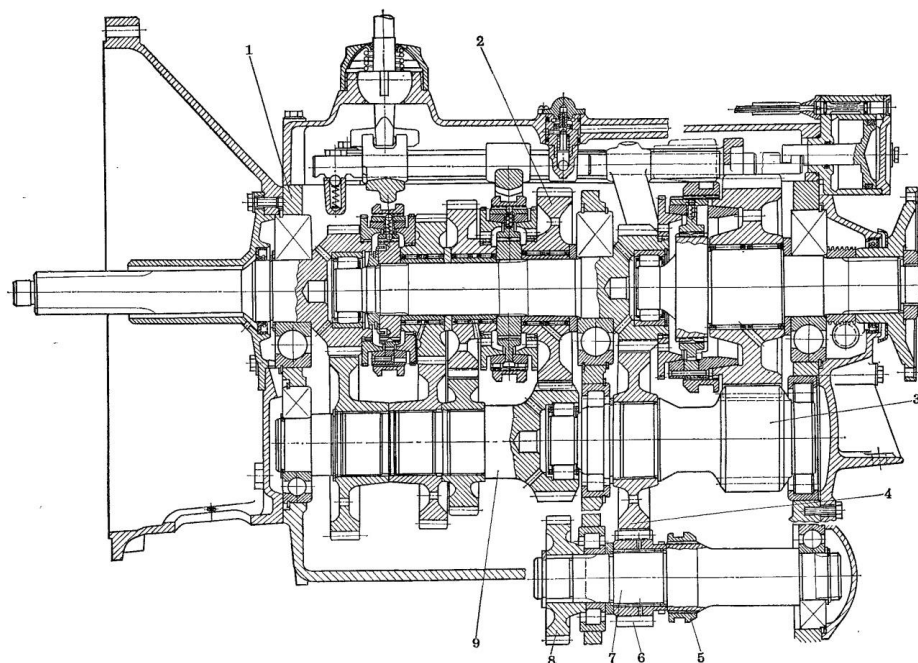


Рисунок 11 – 8-ступенчатая коробка передач Volvo R-65

«Девятиступенчатая коробка передач выполнена на базе 5-ступенчатой по схеме, показанной на рисунке 9, в, и имеет 2-ступенчатый задний планетарный редуктор.

Особенности конструкции:

- применен картер из алюминиевого сплава;
- картер базовой коробки выполнен совместно с картером сцепления и имеет горизонтальный разъем по оси первичного и вторичного валов, верхняя половина картера 5 используется также для размещения механизма переключения передач; подшипники валов установлены в стальные стаканы;

- предусмотрен дополнительный отбор мощности с торца заднего конца промежуточного вала S;
- для смазки подшипников ведомых зубчатых колес постоянного зацепления и деталей планетарного редуктора используется маслonaгнетающее кольцо 3, с помощью которого направляется масло, вытесняемое из картера через задний подшипник первичного вала 2, в центральный канал вторичного вала 4» [19].

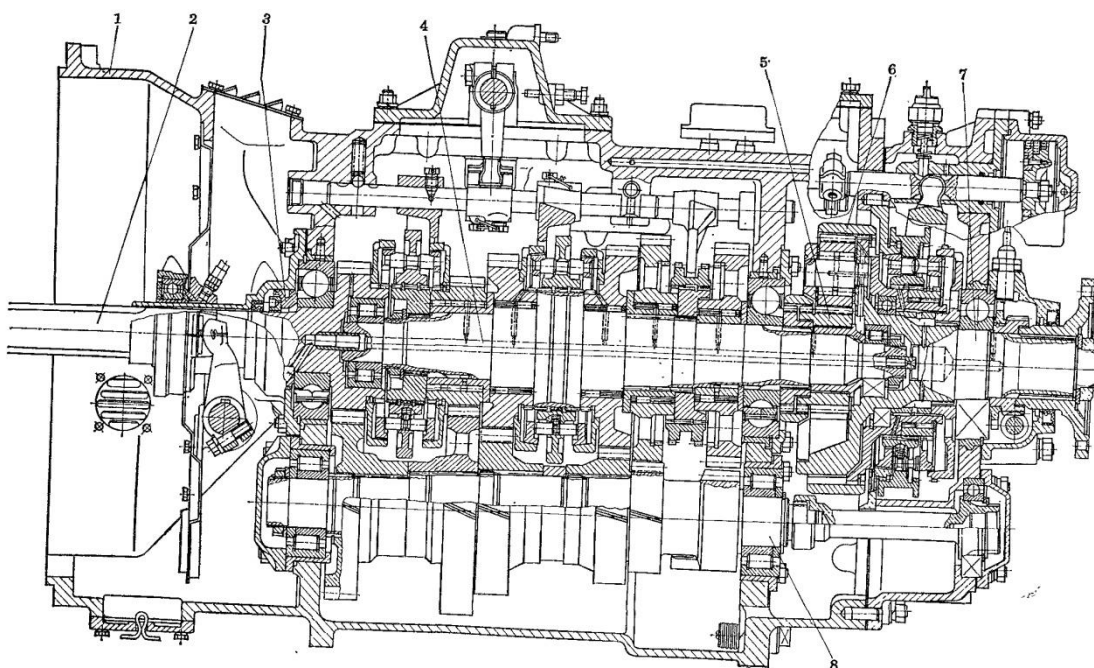


Рисунок 12 – 9-ступенчатая коробка передач ЯМЗ-205

«Планетарный редуктор выполнен в виде однорядного трехзвенного механизма. Солнечная шестерня 5 механизма с помощью зубчатой муфты соединена со вторичным валом 4 базовой коробки. Водило механизма жестко соединено с выходным валом редуктора 7. Высшая (прямая) ступень редуктора получается при блокировке механизма путем соединения эпицикла 6 с водилом. Низшая ступень получается остановкой эпицикла путем замыкания на картер» [33].

Авторское свидетельство планетарный механизм коробки передач RU 2269043 В 60 К 57/08 (рисунок 13).

«Планетарный механизм коробки передач содержит солнечную шестерню 43, водило 41 с сателлитами 42, коронное зубчатое колесо 39 с синхронизаторами. Водило 41 имеет опору в наружной стенке 10 корпуса коробки передач, образованную шариковым подшипником качения 13, наружное кольцо которого зафиксировано между крышкой корпуса и реактивной зубчатой полумуфтой 38, которая надета на этот подшипник. Напротив этого подшипника 13 на торце опорных стержней сателлитов 42 и на водиле 41 сделаны выступы с поперечными канавками, в которых установлено разрезное стопорное кольцо, охватывающее ступенчатую шайбу, прикрепленную к водилу 41» [18].

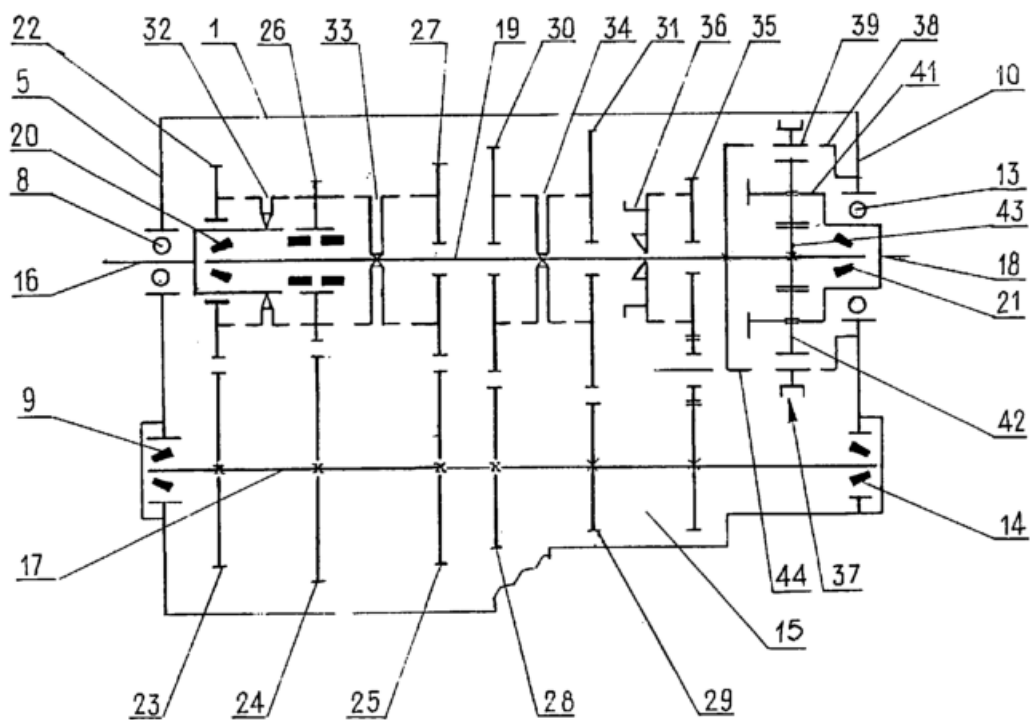


Рисунок 13 – Многоступенчатая КП с планетарным редуктором

Технический результат – обеспечение ремонтпригодности, компактности, надежности механизма.

На основании рассмотренных ранее основных конструкций коробок передач принят вариант многоступенчатой коробки передач с одним промежуточным валом и демультипликатором (рисунок 14).

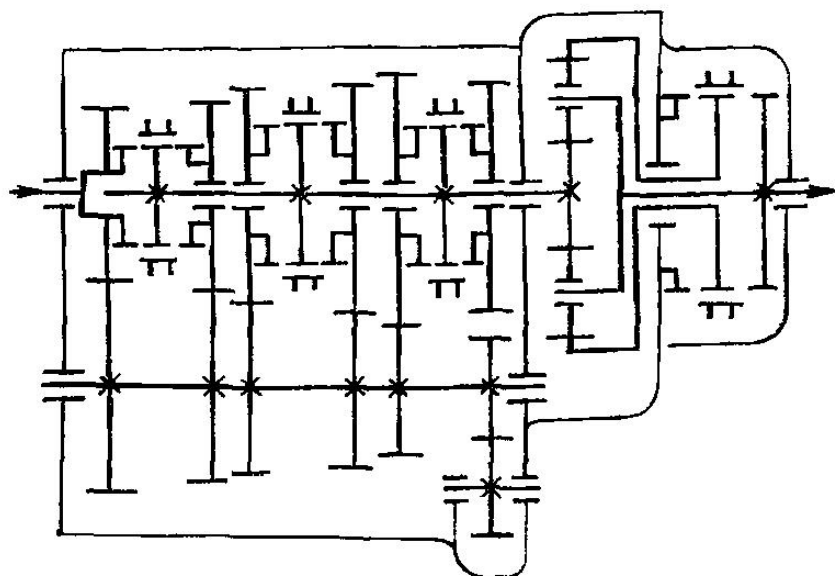


Рисунок 14 – Кинематическая схема проектируемой коробки передач

Выбранная схема имеет свои преимущества:

- 9 передач, позволяющих использовать автопоезд на различных режимах движения в зависимости от массы перевозимого груза;
- наличие прямой ступени, что позволяет снизить расход топлива;
- наличие повышающей передачи, позволяющей обеспечить автомобилю необходимые скоростные свойства;
- модульный принцип компоновки коробки передач, что позволяет повысить ее унификационные свойства.

Выводы по разделу.

В данном разделе проведен обзор грузовых бортовых автомобилях, их конструктивных особенностей, преимуществ и недостатков, а также проведен информационно-патентный обзор многоступенчатых коробок передач.

2 Тягово-динамический расчет

В качестве исходных данных для тягового расчета автомобиля принимаем техническую характеристику прототипа. В качестве прототипа используется автомобиль МАЗ-533605.

Техническая характеристика автомобиля представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Техническая характеристика автомобиля

Наименование параметра	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Тип автомобиля	—	Грузовой	—
Колесная формула	—	4×2	—
Полная масса автопоезда	m_a	40 000	кг
Масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля-тягача	m_ϕ	15 500	кг
Тип двигателя	—	Дизель	-
Максимальная мощность двигателя	P_{emax}	243	кВт
Частота вращения коленчатого вала двигателя при P_{emax}	n_p	2500	об/мин.
Максимальный крутящий момент двигателя	M_{emax}	1225	Н·м
Частота вращения коленчатого вала двигателя при M_{emax}	n_m	1300	об/мин.
Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала	n_{min}	900	об/мин.
Коэффициент приспособляемости по крутящему моменту	k_m	1,22	—
Коэффициент приспособляемости по частоте вращения	k_w	1,65	—
Число передач переднего хода	—	9	—
Максимальная скорость автопоезда	V_{amax}	100	км/ч
Размерность шин	—	11,00R20	—

Выполним построение внешней скоростной характеристики двигателя.

Значения стендовой мощности при различной частоте вращения коленчатого вала определяем по формуле:

$$P_e^{cm} = P_{e\max}^{cm} \left[a \frac{n_e}{n_p} + b \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 + c \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где a, b, c – коэффициенты.

$$a = \frac{1 + k_m \cdot k_\omega \cdot (k_\omega - 2)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad (2)$$

$$a = \frac{1 + 1,22 \cdot 1,61 \cdot (1,61 - 2)}{(1,61 - 1)^2} = 0,629,$$

$$b = \frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_m - 1)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad (3)$$

$$b = \frac{2 \cdot 1,61 \cdot (1,22 - 1)}{(1,61 - 1)^2} = 1,904,$$

$$c = \frac{k_\omega^2 \cdot (1 - k_m)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad (4)$$

$$c = \frac{1,61^2 \cdot (1 - 1,22)}{(1,61 - 1)^2} = -1,533.$$

Условие $a + b + c = 0,629 + 1,904 - 1,533 = 1$ выполняется.

Значения мощности при различной частоте вращения коленчатого вала:

$$P_e = P_e^{cm} \cdot k_{cm}. \quad (5)$$

Значение крутящего стендового момента при различных оборотах рассчитываем по формуле:

$$M_e^{cm} = 1000 \cdot \frac{P_e^{cm}}{\omega_e} = 9550 \cdot \frac{P_e^{cm}}{n_e}. \quad (6)$$

Значение вращающего момента:

$$M_e = M_e^{cm} \cdot k_{cm}. \quad (7)$$

Выполним оценку тягово-скоростных свойств автопоезда.

«Расчет окружной силы на ведущих колесах автомобиля производим по формуле:

$$F_k = F_f + F_i + F_{\epsilon} + F_{aj}, \quad (8)$$

где F_k – окружная сила на ведущих колесах;

F_f – сила сопротивления качению;

F_i – сила сопротивления подъема;

F_{ϵ} – сила сопротивления воздуха;

F_{aj} – сила сопротивления разгону» [11].

«Определяем коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta = 1 + \sigma_1 \times U_{kn}^2 + \sigma_2, \quad (9)$$

где U_{kn} – передаточное число передачи в КП» [10].

Расчеты коэффициента учета вращающихся масс сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Коэффициенты учета вращающихся масс

Обозначение	Значение
δ1	2,457277
δ2	1,803536
δ3	1,478829
δ4	1,263484
δ5	1,545283
δ6	1,096742
δ7	1,075028
δ8	1,054
δ9	1,046525

Для построения тяговой характеристики используются зависимости:

$$F_{\kappa} = \frac{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_o}, \quad (10)$$

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_o}{U_{mp}}. \quad (11)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчета данных для построения графика тяговой характеристики

Параметры				Частота вращения коленвала						
Обозначение	Размерность			900	1500	1300	1500	1700	1900	2500
n_e/n_p	—			0,43	0,52	0,62	0,75	0,85	0,90	5,00
$P_{e\text{ см}}$	кВт			536	572	206	235	258	275	273
P_e	кВт			529	564	596	224	245	257	259
$M_{e\text{ см}}$	Н·м			5444	5497	5555	5498	5447	5362	5242
M_e	Н·м			5372	5422	5439	5423	5375	5293	5579
передача 5										
$U_5=8,76$	$\delta 5=2,4572768$	V	км/ч	3,67	4,48	5,30	6,52	6,93	7,75	8,56
		F_{κ}	Н	555436,88	559635,47	525074,98	559755,43	555676,80	508839,50	99242,32
		f		0,009004	0,009007	0,009009	0,009052	0,009056	0,009059	0,009024
		F_f	Н	3533,35	3534,56	3535,57	3536,36	3537,75	3539,23	3540,92
		F_{θ}	Н	2,83	4,23	5,95	7,86	50,50	52,62	55,45
		D		0,294	0,305	0,309	0,305	0,295	0,277	0,253
		a_x	м/с ²	5,557	5,205	5,256	5,202	5,560	5,089	0,990
передача 2										
$U_2=6,53$	$\delta 2=5,8035362$	V	км/ч	4,92	6,02	7,55	8,20	9,30	10,39	15,49
		F_{κ}	Н	86050,55	89580,32	90253,38	89269,74	86229,39	85532,34	73978,58
		f		0,009008	0,009052	0,009056	0,009022	0,009028	0,009035	0,009043
		F_f	Н	3534,68	3536,20	3538,03	3540,56	3542,59	3545,33	3548,37
		F_{θ}	Н	5,09	7,65	50,63	54,55	58,58	22,75	27,74
		D		0,259	0,227	0,230	0,227	0,220	0,207	0,588
		a_x	м/с ²	5,544	5,587	5,202	5,588	5,546	5,075	0,976
передача 3										
$U_3=4,96$	$\delta 3=5,4788288$	V	км/ч	6,48	7,92	9,36	10,80	12,24	13,68	15,52
		F_{κ}	Н	65365,52	67738,80	68553,87	67806,73	65497,36	65625,79	56592,00
		f		0,009054	0,00902	0,009028	0,009038	0,009049	0,009065	0,009074
		F_f	Н	3536,94	3539,58	3542,74	3546,43	3550,65	3555,40	3560,67
		F_{θ}	Н	8,83	53,59	58,42	24,53	35,55	39,36	48,08
		D		0,567	0,573	0,575	0,573	0,567	0,557	0,543
		a_x	м/с ²	5,045	5,085	5,099	5,086	5,047	0,985	0,889

Продолжение таблицы 3

Параметры				Частота вращения коленвала						
Обозначение	Размерность			900	1500	1300	1500	1700	1900	2500
передача 4										
U4=3,555	δ4=5,2634845	V	км/ч	9,04	15,05	15,06	15,07	17,08	19,09	25,50
		Fκ	Н	46846,82	48550,69	49534,88	48599,38	46944,58	44569,29	40274,75
		f		0,009026	0,00904	0,009055	0,009074	0,009095	0,009558	0,009544
		Ff	Н	3545,99	3547,53	3553,29	3560,47	3568,69	3577,93	3588,59
		Fθ	Н	57,59	25,68	35,87	47,75	65,33	76,65	93,59
		D		0,559	0,524	0,525	0,524	0,559	0,552	0,502
		ax	м/с²	0,857	0,890	0,905	0,890	0,857	0,802	0,724
передача 5										
U5=2,464	δ5=5,5452833	V	км/ч	13,05	15,94	18,84	25,74	24,64	27,54	30,44
		Fκ	Н	32469,92	33650,89	34055,79	33684,63	32537,40	30654,50	27954,74
		f		0,009055	0,009082	0,009555	0,009553	0,009597	0,009246	0,0093
		Ff	Н	3553,24	3563,92	3576,74	3595,70	3608,80	3628,03	3649,40
		Fθ	Н	35,78	53,45	74,66	99,40	527,67	559,48	594,82
		D		0,083	0,086	0,087	0,086	0,083	0,078	0,075
		ax	м/с²	0,630	0,656	0,664	0,655	0,629	0,586	0,525
передача 6										
U6=5,837	δ6=5,0967422	V	км/ч	17,50	25,39	25,28	29,56	33,05	36,94	40,83
		Fκ	Н	24207,48	25087,94	25389,85	25553,50	24257,79	22823,95	20855,43
		f		0,009099	0,009548	0,009207	0,009276	0,009354	0,009442	0,00954
		Ff	Н	3570,53	3589,75	3652,82	3639,73	3670,49	3705,09	3743,54
		Fθ	Н	64,38	96,57	534,32	578,83	229,70	286,93	350,55
		D		0,062	0,064	0,064	0,064	0,065	0,057	0,052
		ax	м/с²	0,469	0,488	0,493	0,485	0,464	0,429	0,385
передача 7										
U7=5,395	δ7=5,0750285	V	км/ч	23,04	28,56	33,28	38,40	43,52	48,65	53,77
		Fκ	Н	58382,93	59055,54	59280,78	59070,64	58425,53	57332,25	55804,00
		f		0,009572	0,009257	0,009359	0,009478	0,009654	0,009767	0,009937
		Ff	Н	3599,50	3632,44	3672,44	3759,55	3772,45	3832,45	3899,52
		Fθ	Н	555,64	566,77	232,93	350,55	398,32	497,55	607,82
		D		0,047	0,048	0,049	0,048	0,046	0,043	0,039
		ax	м/с²	0,342	0,356	0,359	0,355	0,333	0,303	0,264
передача 8										
U8=5	δ8=5,054	V	км/ч	32,54	39,29	46,43	53,57	60,72	67,86	75,00
		Fκ	Н	53577,73	53657,02	53825,35	53670,75	53205,55	52424,55	55329,03
		f		0,009335	0,0095	0,009698	0,00993	0,050594	0,050492	0,050823
		Ff	Н	3662,96	3727,84	3805,68	3896,50	4000,30	4557,07	4246,85
		Fθ	Н	257,25	324,54	453,28	603,48	775,54	968,25	5582,83
		D		0,033	0,034	0,034	0,033	0,032	0,029	0,026
		ax	м/с²	0,225	0,228	0,227	0,258	0,200	0,574	0,540

Продолжение таблицы 3

Параметры				Частота вращения коленвала						
Обозначение	Размерность			900	5500	5300	5500	5700	5900	2500
передача 9										
U9=0,75	δ9=5,046525	V	км/ч	42,86	52,38	65,95	75,43	80,96	90,48	100,00
		Fκ	Н	9883,29	50242,76	50366,05	50253,03	9903,84	9358,42	8496,77
		f		0,009595	0,009889	0,050242	0,050653	0,055523	0,055652	0,05224
		Ff	Н	3765,54	3880,46	4058,86	4580,32	4364,84	4572,43	4803,08
		Fс	Н	386,23	576,96	805,84	5072,86	5378,03	5725,34	2502,80
		D		0,024	0,025	0,024	0,023	0,022	0,059	0,056
		ax	м/с ²	0,537	0,538	0,532	0,559	0,099	0,072	0,038

На рисунке 15 представлена внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя.

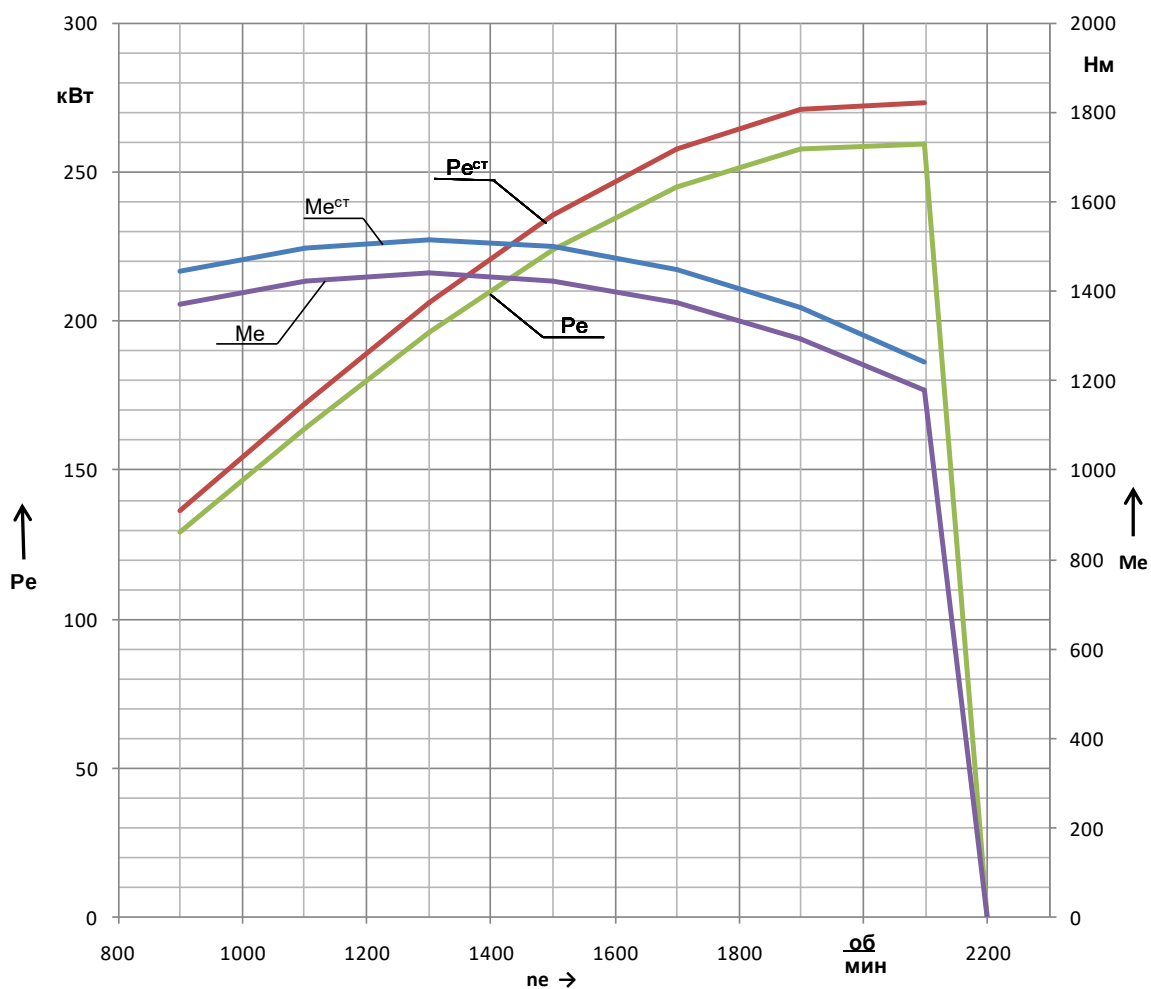


Рисунок 15 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

На рисунке 16 представлена тяговая характеристика автопоезда.

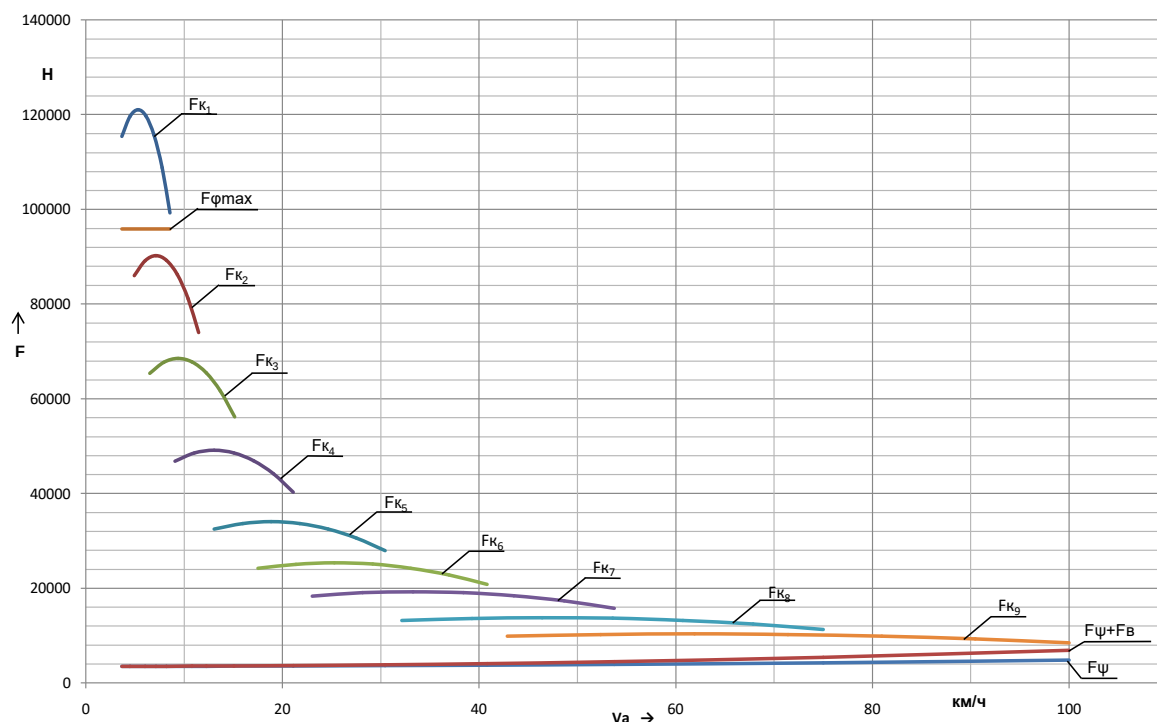


Рисунок 16 – Тяговая характеристика автопоезда

Так как окружная сила F_k на первой передаче превышает окружную силу по сцеплению шин ведущих колес с дорогой F_{ϕ} , то принимаем, что на первой передаче автопоезд будет двигаться только при частичной подаче топлива.

«Особыми точками тяговой характеристики являются:

- максимальная скорость движения автопоезда V_{max} ;
- окружная сила F_k при максимальной скорости V_{max} ;
- максимальная окружная сила на высшей передаче F_{knmax} , где n – номер высшей передачи;
- максимальная окружная сила F_{kmax} , развиваемая на ведущих колесах автомобиля-тягача;
- минимальная устойчивая скорость движения автопоезда V_{min} ;
- окружная сила по сцеплению шин ведущих колес с дорогой F_{ϕ} ;
- критическая скорость движения автопоезда по условию величины окружной силы на высшей передаче V_{kn} » [8].

Значения особых точек тяговой характеристики автопоезда приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Особые точки тяговой характеристики

Параметр	$V_{a\max}$	F_{kv}	$F_{k9\max}$	$F_{k\max}$	V_{amin}	F_{ϕ}	V_{k5}	$dV9$	$dF9$
Размерность	км/ч	кН	кН	кН	км/ч	кН	км/ч	-	-
Значение	500	8,5	50,4	525	3,67	95,9	62	5,653	5,224

Построение характеристики мощностного баланса автопоезда.

«Мощностной баланс автопоезда позволяет анализировать затраты мощности на преодоление сопротивлений движению, обусловленных воздействиями внешней среды и внутренним трением в механизмах автопоезда. Это позволяет оценить эффективность использования мощности двигателя и анализировать топливную экономичность автопоезда» [12].

Все результаты расчета по данному разделу заносим в таблицу 5.

Таблица 5 – Данные для построения характеристики мощностного баланса автопоезда

Параметры			Частота вращения						
Обозначение	Размерность		900	5500	5300	5500	5700	5900	2500
P_e			529,29	563,77	595,87	223,54	244,72	257,34	259,35
Передача 5	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	3,67	4,48	5,30	6,52	6,93	7,75	8,56
	V_a	м/с	5,02	5,25	5,47	5,70	5,93	2,55	2,38
	P_f	кВт	3,60	4,40	5,20	6,05	6,85	7,62	8,42
	P_{ϕ}	кВт	0,003	0,05	0,009	0,05	0,059	0,03	0,037
	I	-	0,0306	0,0296	0,0292	0,0296	0,0307	0,0326	0,0358
Передача 2	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	4,92	6,02	7,55	8,20	9,30	50,39	55,49
	V_a	м/с	5,37	5,67	5,98	2,28	2,58	2,89	3,59
	P_f	кВт	4,83	5,95	6,99	8,07	9,55	50,23	55,32
	P_{ϕ}	кВт	0,05	0,05	0,02	0,03	0,05	0,07	0,09
	I	-	0,0455	0,0397	0,0393	0,0398	0,0453	0,0440	0,0483
Передача 3	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	6,48	7,92	9,36	50,80	52,24	53,68	55,52
	V_a	м/с	5,80	2,20	2,60	3,00	3,40	3,80	4,20
	P_f	кВт	6,37	7,79	9,25	50,64	52,07	53,55	54,96
	P_{ϕ}	кВт	0,02	0,03	0,05	0,07	0,55	0,55	0,20
	I	-	0,0543	0,0525	0,0520	0,0527	0,0547	0,0583	0,0642

Продолжение таблицы 5

Параметры			Частота вращения						
Обозначение	Размерность		900	5500	5300	5500	5700	5900	2500
Передатчик 4	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	9,04	55,05	53,06	55,07	57,08	59,09	25,50
	V_a	м/с	2,55	3,07	3,63	4,59	4,74	5,30	5,86
	P_f	кВт	8,90	50,89	52,89	54,90	56,93	58,97	25,03
	P_{ϵ}	кВт	0,04	0,08	0,53	0,20	0,29	0,45	0,55
	I	-	0,0760	0,0736	0,0735	0,0743	0,0773	0,0827	0,0954
Передатчик 5	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	53,05	55,94	58,84	25,74	24,64	27,54	30,44
	V_a	м/с	3,62	4,43	5,23	6,04	6,84	7,65	8,46
	P_f	кВт	52,88	55,78	58,72	25,69	24,70	27,76	30,86
	P_{ϵ}	кВт	0,53	0,24	0,39	0,60	0,87	5,22	5,65
	I	-	0,5505	0,5075	0,5072	0,5096	0,5548	0,5237	0,5377
Передатчик 6	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	57,50	25,39	25,28	29,56	33,05	36,94	40,83
	V_a	м/с	4,86	5,94	7,02	8,50	9,58	50,26	55,34
	P_f	кВт	57,35	25,33	25,37	29,49	33,70	38,02	42,46
	P_{ϵ}	кВт	0,35	0,57	0,94	5,45	2,55	2,94	3,98
	I	-	0,5502	0,5469	0,5476	0,5525	0,5608	0,5749	0,5967
Передатчик 7	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	23,04	28,56	33,28	38,40	43,52	48,65	53,77
	V_a	м/с	6,40	7,82	9,25	50,67	52,09	53,55	54,93
	P_f	кВт	23,04	28,42	33,95	39,67	45,65	55,79	58,23
	P_{ϵ}	кВт	0,75	5,30	2,55	3,35	4,82	6,72	9,08
	I	-	0,2059	0,5994	0,2026	0,2553	0,2264	0,2498	0,2852
Передатчик 8	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	32,54	39,29	46,43	53,57	60,72	67,86	75,00
	V_a	м/с	8,93	50,95	52,90	54,88	56,87	58,85	20,83
	P_f	кВт	32,75	40,68	49,08	57,99	67,47	77,65	88,48
	P_{ϵ}	кВт	5,94	3,54	5,85	8,98	53,07	58,25	24,64
	I	-	0,2945	0,2968	0,3082	0,3292	0,3657	0,4093	0,4793
Передатчик 9	P_k	кВт	557,65	549,03	578,24	203,42	222,69	234,58	236,05
	V_a	км/ч	42,86	52,38	65,95	75,43	80,96	90,48	500,00
	V_a	м/с	55,95	54,55	57,20	59,84	22,49	25,53	27,78
	P_f	кВт	44,82	56,46	69,55	82,95	98,56	554,92	533,42
	P_{ϵ}	кВт	4,60	8,40	53,86	25,29	30,99	43,26	58,45
	I	-	0,4205	0,4352	0,4655	0,5524	0,5799	0,6755	0,8528

Характеристика мощностного баланса автопоезда представлена на рисунке 17.

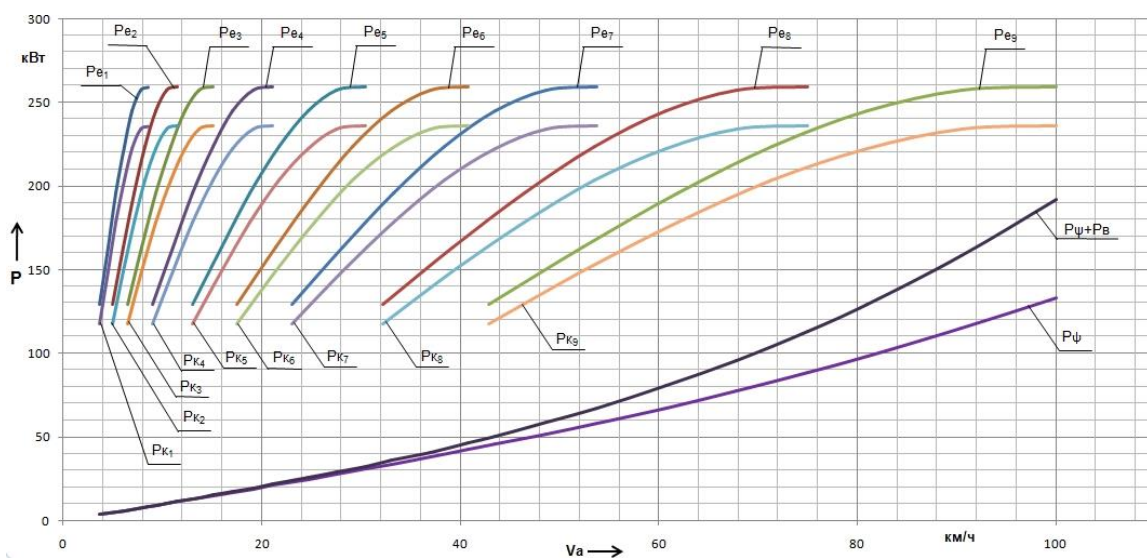


Рисунок 17 – Характеристика мощностного баланса автопоезда

«Выполним построение динамической характеристики автопоезда. Методы силового и мощностного балансов затруднительно использовать при сравнении тягово-динамических свойств автомобилей, имеющих различные веса и грузоподъемности, т. к. при движении их в одинаковых условиях силы и мощности, необходимые для преодоления суммарного дорожного сопротивления различны. Поэтому применяют метод решения уравнения движения с помощью динамической характеристики» [12].

Воспользуемся динамическим фактором – отношение свободной силы тяги к весу автомобиля:

$$D = \frac{F_{ki} - F_{ei}}{G_a} \quad (12)$$

«Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автопоезда на различных передачах в коробке передач и полной нагрузке на автопоезд называется динамической характеристикой автопоезда. При построении динамической характеристики принимаем во внимание, что автопоезд движется по горизонтальной дороге и двигатель работает по скоростной характеристике» [12].

Строим динамическую характеристику автопоезда (рисунок 18).

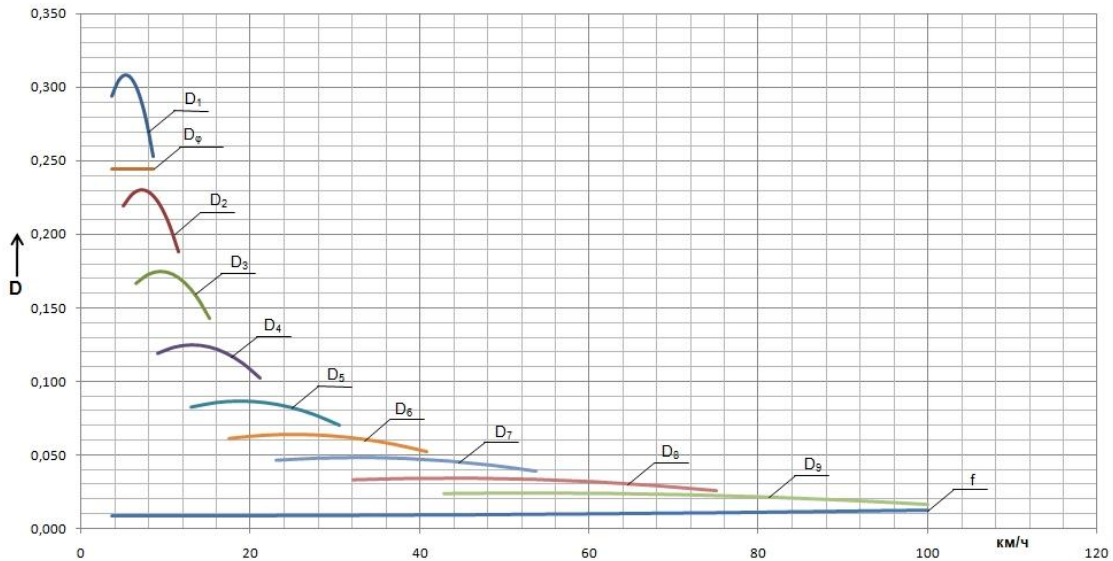


Рисунок 18 – Динамическая характеристика автопоезда

«Точками динамической характеристики автомобиля являются:

- максимальная скорость движения автомобиля V_{max} ;
- динамический фактор при максимальной скорости движения автомобиля D_v ;
- максимальный динамический фактор на высшей передаче D_{nmax} ;
- максимальный динамический фактор автомобиля D_{max} ;
- максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на высшей передаче $Fn_{\psi max}$;
- максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче i_{max} ;
- минимальная устойчивая скорость движения автомобиля V_{min} на низшей передаче;
- динамический фактор по сцеплению шин с поверхностью дорожного покрытия $D\varphi$;
- критическая скорость движения автомобиля на высшей передаче;
- скоростной диапазон автомобиля на высшей передаче dV_n ;
- силовой диапазон автомобиля на высшей передаче dD_n » [13].

Значения приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные, определяемые по динамической характеристике

Параметр	V_{amax}	D_v	D_{9max}	D_{max}	$F_{9\psi_{max}}$	I_{9max}	V_{min}	D_ϕ	V_{k55}	$dV55$	$dD55$
Размерность	км/ч	-	-	-	кН	-	км/ч	-	км/ч	-	-
Значение	500	0,056	0,025	0,309	50,4	0,053	3,67	0,244	62	5,653	5,563

«Ускорение рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования ведущих колес.

Величину ускорения находим из уравнения, связывающего динамический фактор с условиями движения автомобиля:

$$a_x = (D_i - f_{vi}) \cdot \frac{g}{\delta}, \quad (13)$$

где f_v – коэффициент сопротивления качению.

$$f_v = f_0 \cdot \left[1 + (0,006 \cdot V)^2 \right], \quad (14)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению колеса, катящегося с постоянной скоростью, не превышающей 50 км/ч, с постоянным радиусом, принимается равным 0,009» [18].

График ускорения при разгоне представлен на рисунке 19.

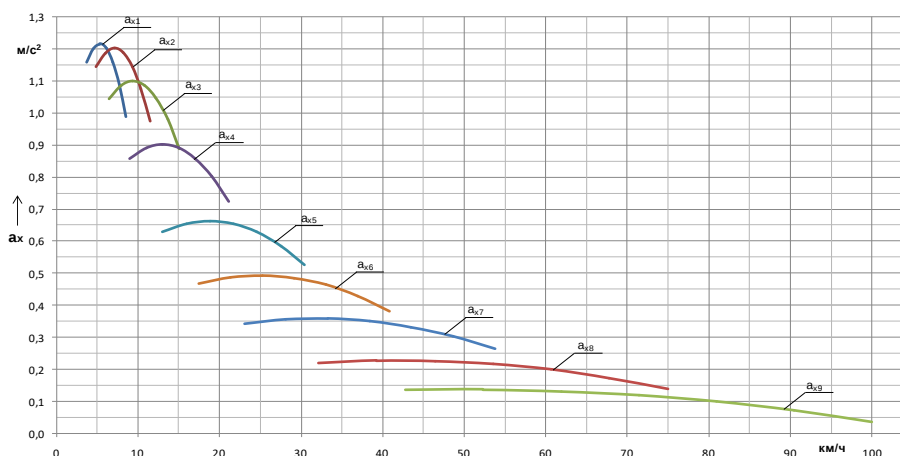


Рисунок 19 – Ускорения автопоезда при разгоне

«Выполним определение времени разгона автопоезда. Трогание автомобиля с места начинают на передаче, обеспечивающей максимальное ускорение. Для определения наиболее интенсивного разгона в расчет вводят максимально возможное ускорение при данной скорости движения автомобиля. Для определения времени разгона разбиваем кривую ускорения на каждой передаче на 6 интервалов. Определим изменение скорости на этих промежутках:

$$\Delta V = V_{i+1} - V_i \quad (15)$$

где V_{i5} – скорость в конце рассматриваемого интервала;
 V_i – скорость в начале рассматриваемого интервала» [22].

«Считаем, что в полученных промежутках автомобиль движется равноускоренно, тогда определим среднее ускорение:

$$a_{cpi} = 0,5 \cdot (a_i + a_{i+1}), \quad (16)$$

где a_i – ускорение автомобиля в начале интервала;
 a_{i5} – ускорение автомобиля в конце интервала» [22].

«Время движения автомобиля, за которое его скорость возрастает на величину приращения скорости, определяется по закону равноускоренного движения:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{a_{cpi}}, \quad (17)$$

где n – число интервалов скоростей» [22].

Время разгона автомобиля от минимальной скорости до максимальной на данной передаче определяется по формуле:

$$t_i = \sum_{i=1}^n \Delta t_i. \quad (18)$$

«Строим зависимость скорости движения от времени разгона на передаче. При расчетах для автомобилей время переключения принимают равным 0.8...5.5 с. Принимаем $t_{nep}=5$ с.

Падение скорости за время переключения рассчитывается по формуле:
» [8]

$$V_{nep} = 33,5 \cdot f \cdot t_{nep}. \quad (19)$$

Выполним определение пути разгона автопоезда.

При равноускоренном движении в интервале скоростей V_i путь, проходимый автомобилем определяется:

$$\Delta S_i = V_{cpi} \cdot \Delta t_i. \quad (20)$$

«Определим путь автомобиля за время переключения передачи:

$$S_{nep} = (V_{\max k} - 0,5 \cdot V_{nep}) \cdot t_{nep}, \quad (21)$$

где k – номер передачи» [22].

Путь разгона автомобиля от минимальной скорости до максимальной на данной передаче определяется по формуле:

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i. \quad (22)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 7.

Таблица 7 – Определение времени и пути разгона автопоезда

Пара-метр	Размер-ность	Номер точки						
		0	5	2	3	4	5	6
передача 1								
$V_{i,1}$	км/ч	3,67	4,48	5,30	6,52	6,93	7,75	8,56
$V_{i,1}$	м/с	5,059	5,246	5,472	5,699	5,925	2,552	2,378
$\Delta V_{i,1}$	м/с	—	0,227	0,227	0,227	0,227	0,227	0,227
$a_{i,1}$	м/с ²	5,557	5,205	5,256	5,202	5,560	5,089	0,990
$a_{i,cp1}$	м/с ²	—	5,579	5,208	5,209	5,585	5,524	5,039
$\Delta t_{i,1}$	с	—	0,592	0,587	0,587	0,592	0,205	0,258
t_i	с	0,000	0,592	0,380	0,567	0,759	0,960	5,578
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep1}	км/ч	0,302						
V_{nep1}	м/с	0,084						
V_{icp1}	м/с	—	5,533	5,359	5,586	5,852	2,039	2,265
$\Delta S_{i,1}$	м	—	0,258	0,255	0,297	0,348	0,455	0,494
S_1	м	0,000	0,258	0,472	0,770	5,557	5,528	2,022
S_{nep1}	м	2,336						
передача 2								
$V_{i,2}$	км/ч	8,26	9,08	9,66	50,24	50,83	55,45	55,49
$V_{i,2}$	м/с	2,294	2,525	2,683	2,846	3,008	3,570	3,595
$\Delta V_{i,2}$	м/с		0,227	0,562	0,562	0,562	0,562	0,025
$a_{i,2}$	м/с ²	0,955	0,959	0,963	0,967	0,975	0,975	0,976
$a_{i,cp2}$	м/с ²		0,957	0,965	0,965	0,969	0,973	0,975
$\Delta t_{i,2}$	с		0,237	0,569	0,568	0,567	0,567	0,025
t_i	с	2,578	2,455	2,584	2,752	2,920	3,086	3,507
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep2}	км/ч	0,303						
V_{nep2}	м/с	0,084						
V_{icp2}	м/с		2,408	2,602	2,764	2,927	3,089	3,580
$\Delta S_{i,2}$	м		0,570	0,439	0,465	0,490	0,555	0,067
S_2	м	4,358	4,928	5,368	5,832	6,322	6,837	6,904
S_{nep2}	м	3,548						
передача 3								
$V_{i,3}$	км/ч	55,58	55,84	52,50	53,56	53,82	54,48	55,52
$V_{i,3}$	м/с	3,506	3,289	3,472	3,656	3,839	4,022	4,200
$\Delta V_{i,3}$	м/с	—	0,582	0,583	0,583	0,583	0,583	0,578
$a_{i,3}$	м/с ²	0,950	0,945	0,932	0,923	0,954	0,905	0,889
$a_{i,cp3}$	м/с ²		0,946	0,937	0,928	0,959	0,950	0,897
$\Delta t_{i,3}$	с		0,593	0,596	0,598	0,200	0,202	0,599
t_i	с	4,507	4,300	4,496	4,694	4,893	5,095	5,294
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep3}	км/ч	0,304						
V_{nep3}	м/с	0,084						
V_{icp3}	м/с	—	3,598	3,385	3,564	3,747	3,935	4,555
$\Delta S_{i,3}$	м	—	0,657	0,662	0,704	0,748	0,792	0,857
S_3	м	50,053	50,670	55,332	52,036	52,784	53,576	54,393
S_{nep3}	м	4,558						

Продолжение таблицы 7

Пара-метр	Размер-ность	Номер точки						
		0	5	2	3	4	5	6
передача 4								
$V_{i,4}$	км/ч	54,82	55,87	56,92	57,97	59,02	20,07	25,50
$V_{i,4}$	м/с	4,556	4,408	4,700	4,992	5,283	5,575	5,865
$\Delta V_{i,4}$	м/с		0,292	0,292	0,292	0,292	0,292	0,286
$a_{i,4}$	м/с ²	0,875	0,846	0,825	0,796	0,775	0,746	0,724
$a_{i,cp4}$	м/с ²		0,859	0,834	0,809	0,784	0,759	0,735
$\Delta t_{i,4}$	с		0,345	0,350	0,365	0,372	0,385	0,388
t_i	с	6,294	6,634	6,984	7,345	7,757	8,502	8,490
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep4}	км/ч	0,306						
V_{nep4}	м/с	0,085						
V_{icp4}	м/с		4,262	4,554	4,846	5,538	5,429	5,758
$\Delta S_{i,4}$	м		5,455	5,594	5,748	5,952	2,088	2,225
S_4	м	58,552	20,003	25,596	23,345	25,257	27,345	29,566
S_{nep4}	м	5,858						
передача 5								
$V_{i,5}$	км/ч	30,53	35,95	33,69	35,47	37,25	39,03	40,83
$V_{i,5}$	м/с	8,369	8,864	9,358	9,853	50,347	50,842	55,345
$\Delta V_{i,5}$	м/с		0,495	0,494	0,494	0,494	0,494	0,500
$a_{i,5}$	м/с ²	0,520	0,497	0,474	0,455	0,428	0,405	0,385
$a_{i,cp5}$	м/с ²		0,509	0,486	0,463	0,440	0,457	0,393
$\Delta t_{i,5}$	с		0,973	5,058	5,069	5,525	5,587	5,272
t_i	с	54,848	55,825	56,840	57,909	59,034	20,225	25,492
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep5}	км/ч	0,320						
V_{nep5}	м/с	0,089						
V_{icp5}	м/с		8,656	9,555	9,606	50,500	50,594	55,092
$\Delta S_{i,5}$	м		8,387	9,279	50,269	55,363	52,577	54,504
S_5	м	75,090	83,478	92,757	503,026	554,389	526,966	545,069
S_{nep5}	м	55,297						
передача 6								
$V_{i,6}$	км/ч	30,53	35,95	33,69	35,47	37,25	39,03	40,83
$V_{i,6}$	м/с	8,369	8,864	9,358	9,853	50,347	50,842	55,345
$\Delta V_{i,6}$	м/с		0,495	0,494	0,494	0,494	0,494	0,500
$a_{i,6}$	м/с ²	0,520	0,497	0,474	0,455	0,428	0,405	0,385
$a_{i,cp6}$	м/с ²		0,509	0,486	0,463	0,440	0,457	0,393
$\Delta t_{i,6}$	с		0,973	5,058	5,069	5,525	5,587	5,272
t_i	с	54,848	55,825	56,840	57,909	59,034	20,225	25,492
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep6}	км/ч	0,320						
V_{nep6}	м/с	0,089						
V_{icp6}	м/с		8,656	9,555	9,606	50,500	50,594	55,092
$\Delta S_{i,6}$	м		8,387	9,279	50,269	55,363	52,577	54,504
S_6	м	75,090	83,478	92,757	503,026	554,389	526,966	545,069
S_{nep6}	м	55,297						

Продолжение таблицы 7

Пара-метр	Размер-ность	Номер точки						
		0	5	2	3	4	5	6
передача 7								
$V_{i,7}$	км/ч	40,55	42,72	44,93	47,54	49,35	55,56	53,77
$V_{i,7}$	м/с	55,253	55,867	52,485	53,094	53,708	54,322	54,935
$\Delta V_{i,7}$	м/с		0,654	0,654	0,654	0,654	0,654	0,653
$a_{i,7}$	м/с ²	0,378	0,359	0,340	0,325	0,302	0,283	0,264
$a_{i,cp7}$	м/с ²		0,369	0,350	0,335	0,352	0,293	0,273
$\Delta t_{i,7}$	с		5,666	5,756	5,857	5,975	2,099	2,245
t_i	с	22,492	24,559	25,955	27,773	29,743	35,842	34,084
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep7}	км/ч	0,333						
V_{nep7}	м/с	0,092						
V_{icp7}	м/с		55,560	52,574	52,788	53,405	54,055	54,629
$\Delta S_{i,7}$	м		59,265	25,383	23,752	26,455	29,455	32,789
S_7	м	552,366	575,627	593,050	256,762	243,573	272,588	305,377
S_{nep7}	м	54,889						
передача 8								
$V_{i,8}$	км/ч	53,43	57,03	60,63	64,23	67,83	75,43	75,00
$V_{i,8}$	м/с	54,842	55,842	56,842	57,842	58,842	59,842	20,834
$\Delta V_{i,8}$	м/с		0,999	5,000	5,000	5,000	5,000	0,993
$a_{i,8}$	м/с ²	0,262	0,242	0,222	0,202	0,582	0,562	0,540
$a_{i,cp8}$	м/с ²		0,252	0,232	0,252	0,592	0,572	0,555
$\Delta t_{i,8}$	с		3,965	4,350	4,757	5,208	5,854	6,575
t_i	с	35,084	39,049	43,359	48,076	53,284	59,098	65,673
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep8}	км/ч	0,363						
V_{nep8}	м/с	0,505						
V_{icp8}	м/с		55,342	56,342	57,342	58,342	59,342	20,338
$\Delta S_{i,8}$	м		60,833	70,438	85,800	95,530	552,452	533,756
S_8	м	320,266	385,099	455,537	533,338	628,867	745,359	875,034
S_{nep8}	м	20,784						
передача 9								
$V_{i,9}$	км/ч	74,64	78,87	83,09	87,35	95,53	95,75	500,00
$V_{i,9}$	м/с	20,733	25,908	23,085	24,253	25,425	26,597	27,779
$\Delta V_{i,9}$	м/с		5,575	5,572	5,572	5,572	5,572	5,582
$a_{i,9}$	м/с ²	0,539	0,522	0,505	0,088	0,075	0,054	0,038
$a_{i,cp9}$	м/с ²		0,535	0,554	0,097	0,079	0,062	0,046
$\Delta t_{i,9}$	с		9,003	50,328	52,547	54,745	58,756	25,684
t_i	с	66,673	75,676	86,003	98,555	552,896	535,655	557,336
t_{nep}	с	5,000						
V_{nep9}	км/ч	0,450						
V_{nep9}	м/с	0,554						
V_{icp9}	м/с		25,325	22,494	23,667	24,839	26,055	27,588
$\Delta S_{i,9}$	м		595,943	232,325	287,488	366,248	487,853	698,352
S_9	м	895,858	5087,76	5320,08	5607,57	5973,85	2465,67	3559,98
S_{nep9}	м	27,722						

График скоростной характеристики времени и пути разгона автопоезда представлен на рисунке 20.

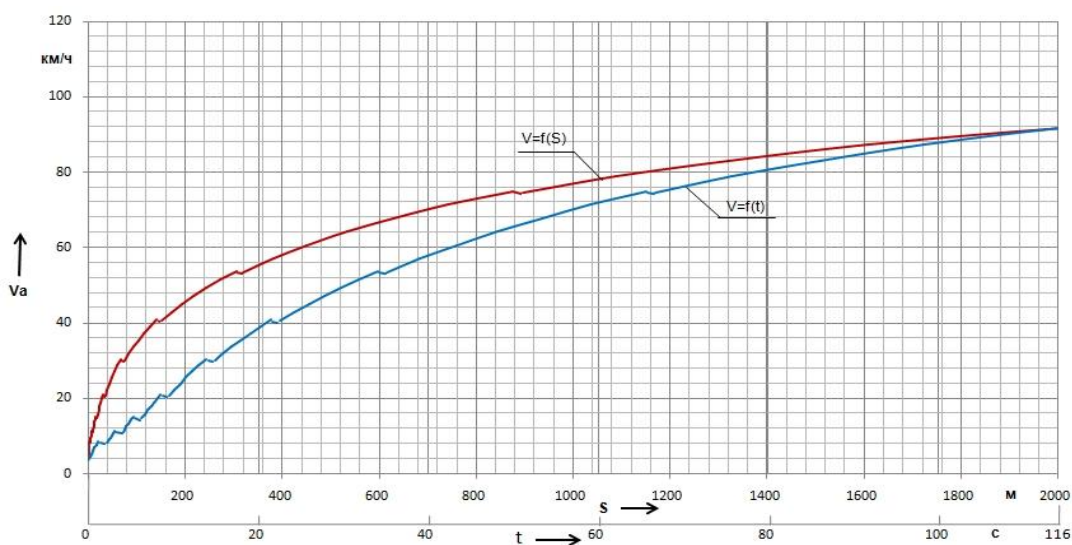


Рисунок 20 – Скоростная характеристика времени и пути разгона автопоезда

«По скоростной характеристике разгона автомобиля определяют условную максимальную скорость как средняя скорость прохождения автомобилем последних 400 метров 2000-метрового участка.

$$V_{y\max} = \frac{400 \cdot 3,6}{t_{2000} - t_{1600}}, \quad (23)$$

где t_{2000} и t_{1600} – время разгона автомобиля на участках.

Так как автомобиль развивает максимальную скорость на участке более 2000 метров, то определим время достижения автомобилем 2000-ой отметки:

$$t_{2000} = t_v + \frac{(2000 - S_v) \cdot 3,6}{V_{a\max}}, \quad (24)$$

где t_v – время разгона автомобиля до максимальной скорости;

S_v – путь, пройденный автомобилем до начала последнего интервала» [12].

$$t_{2000} = 157,34 + \frac{(2000 - 3160) \cdot 3,6}{100} = 116 \text{ с.}$$

Из графика скоростных характеристик времени и пути разгона автомобиля определяем:

$$t_{1600} = 98 \text{ с}, t_{2000} = 116 \text{ с}, \quad (25)$$

$$V_{y\max} = \frac{400 \cdot 3,6}{116 - 98} = 80 \text{ км/ч.}$$

Время разгона автомобиля t_{400} и t_{5000} на участках протяженностью 400 и 5000 м: $t_{400} = 41 \text{ с}$, $t_{1000} = 74 \text{ с}$.

Время разгона до заданной скорости: $V_3 = 80 \text{ км/ч}$ – для грузовых автомобилей. $t_3 = 80 \text{ с}$.

Данные, определяемые по характеристике времени и пути разгона сведены в таблицу 8.

Таблица 8 – Практическое применение характеристики времени и пути разгона

Параметр	$V_{y\max}$	t_{400}	t_{5000}	V_3	t_3
Размерность	км/ч	с	с	км/ч	с
Значение	80	45	74	80	80

Выполним построение топливной характеристики.

«При построении графика топливной характеристики установившегося движения для заданной скорости автопоезда на высшей передаче определяется:»[8]

– обороты двигателя, соответствующие заданной в км/ч скорости:

$$n_e = \frac{V_a \cdot U_{mp}}{0,377 \cdot r_o}. \quad (26)$$

- значение эффективной мощности на валу двигателя, соответствующее полученным оборотам двигателя:

$$P_e^{cm} = P_{e\max}^{cm} \left[a \frac{n_e}{n_p} + b \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 + c \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right]. \quad (27)$$

- значение мощности, передающейся в трансмиссию автомобиля:

$$P_e = P_e^{cm} \cdot k_{cm}. \quad (28)$$

- значение мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля на высшей передаче:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{mp}. \quad (29)$$

- значения мощностей, затрачиваемых на преодоление сил дорожного сопротивления и сопротивление воздуха (здесь скорость в м/с):

$$F_\psi = G_a \cdot f_v, \quad (30)$$

$$F_v = k_e \cdot A_e \cdot V_a^2, \quad (31)$$

$$P_{\psi i} = F_{\psi i} \cdot V_{ai} \cdot 10^{-3}, \quad (32)$$

$$P_{ei} = F_{ei} \cdot V_{ai} \cdot 10^{-3}. \quad (33)$$

- значения степени использования мощности и частоты вращения:

$$E = \frac{n_e}{n_p}, \quad (34)$$

$$H = \frac{P_{\psi i} + P_{ei}}{P_{ki}}. \quad (35)$$

Определяем коэффициенты, зависящие от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3, \quad (36)$$

$$k_H = 1,2 + 0,14 \cdot H - 1,8 \cdot H^2 + 1,46 \cdot H^3. \quad (37)$$

«Путевой расход топлива (в л/500 км) определяется по формуле:

$$Q_{Si} = \frac{g_{ep} \cdot k_{Ei} \cdot k_{Hi} \cdot (P_{\psi i} + P_{ei}) \cdot 100}{\rho_m \cdot V_{ai} \cdot \eta_{mp}}, \quad (38)$$

где g_{ep} – удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности, выше g_{emin} на 5...50%. Для дизельных двигателей g_{emin} лежит в пределах 595...230 г/кВт ч; принимаем g_{emin} равным 595 г/кВт ч; g_{ep} равным 200 г/кВт·ч,
 ρ_t – плотность топлива, принимается равным 830 кг/м³» [12].

«При определении эксплуатационного расхода топлива исходим из того, что при неустановившемся движении по дорогам с асфальтобетонным покрытием расход топлива оказывается на 50...55% выше, чем расход, определенный по топливной характеристике установившегося движения при скорости, соответствующей 3/4 от максимальной для автомобилей с дизельным двигателем. Определяя значения максимальной эксплуатационной скорости на высшей передаче надо учитывать ограничение скорости правилами дорожного движения, оказывающей влияние на значение максимальной эксплуатационной скорости» [8].

$$V_3 = \frac{3}{4} \cdot V_{3max}, \quad (39)$$

$$V_3 = \frac{3}{4} \cdot 70 = 52,5 \text{ км/ч.}$$

«По графику топливной характеристики установившегося движения для эксплуатационной скорости определяется расход топлива. Затем вычисляется эксплуатационный расход топлива» [8].

Результаты расчета сводим в таблицу 9.

$$Q_{\varepsilon} = (1,10 \dots 1,15) \cdot Q_{V\varepsilon}, \quad (40)$$

$$Q_{\varepsilon} = 1,10 \cdot 31 = 34,1 \text{ л/500 км.}$$

Таблица 9 – Топливная экономичность на высшей передаче

Параметр	VQ_k	Q_k	V_{ε}	Q_{ε}
Размерность	км/ч	л/500км	км/ч	л/100км
Значение	60	32	52,5	34,5

График топливной характеристики установившегося движения представлен на рисунке 21.

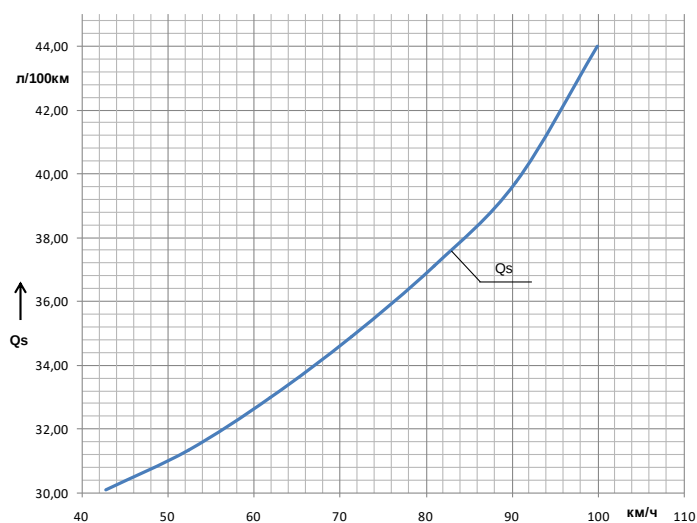


Рисунок 21 – Топливная характеристика установившегося движения автопоезда

Выводы по разделу. В данном разделе проведен тягово-динамический расчет автомобиля, построены основные тяговые характеристики.

3 Конструкторская часть

3.1 Определение передаточного числа главной передачи

«Передаточное число главной передачи определяем исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля по формуле:

$$U_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{e\max} \cdot r_0}{V_{m\max} \cdot U_{КП}^B}, \quad (41)$$

где $U_{кп}^B$ – передаточное число высшей передачи в КП, принимается равным 0,75» [23].

$$U_0 = 0,377 \cdot \frac{2100 \cdot 0,522}{100 \cdot 0,75} = 5,51$$

3.2 Определение передаточных чисел коробки передач

Выполним расчет передаточного числа первой передачи

«Передаточное число первой передачи рассчитывается, исходя из того, чтобы автомобиль мог преодолеть максимальное сопротивление дороги, характеризуемое коэффициентом $\psi_{\max}$, не буксовал при трогании с места и мог двигаться с устойчивой минимальной скоростью» [14].

«Определим передаточное число первой передачи:

– по условию преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$U_{1\psi} \geq \frac{G_{an} \cdot \psi_{\max} \cdot r_0}{M_{e\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (42)$$

где $\psi_{\max}$ – максимальное дорожное сопротивление, принимаем равным 0,3» [14].

$$U_{1\psi} = \frac{392400 \cdot 0,3 \cdot 0,522}{1439 \cdot 5,51 \cdot 0,91} = 8,52.$$

– «по условию отсутствия буксования:

$$U_{1\varphi} \leq \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_0}{M_{e\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (43)$$

где φ – коэффициент сцепления шин с дорогой, принимаем равным 0,85 (асфальтобетон);

G_{φ} – сцепной вес» [14].

$$U_{1\varphi} = \frac{112815 \cdot 0,85 \cdot 0,522}{1439 \cdot 5,51 \cdot 0,91} = 6,94.$$

Должно выполняться условие: $U_{1\psi} \leq U_1 \leq U_{1\varphi}$, $8,52 \leq U_1 \leq 6,94$.

Определим передаточное число первой передачи, приняв минимальную устойчивую скорость движения 5 км/ч из формулы:

$$U_1 = 0,377 \frac{n_{e\min} \cdot r_0}{V_{a\min} \cdot U_0}. \quad (44)$$

Подставив значения, получим:

$$U_1 = 0,377 \frac{900 \cdot 0,522}{5 \cdot 5,51} = 6,43.$$

Окончательно принимаем U_1 равное 8,52.

Определим минимальную устойчивую скорость движения автомобиля:

$$V_{a\min} = 0,377 \frac{900 \cdot 0,522}{8,52 \cdot 5,51} = 3,77 \text{ км/ч.}$$

Выполним расчет передаточных чисел промежуточных передач

«Передаточные числа промежуточных передач выбираем из условия максимальной интенсивности разгона автомобиля, а также возможности длительного движения при повышенном сопротивлении дороги.

$$U_m = U_1^{\frac{n-m}{n-1}}, \quad (45)$$

где n – номер прямой передачи;

m – номер передачи, для которой ведется расчет;

U_1 – передаточное число первой передачи» [23].

Значения передаточных чисел сведены в таблицу 10.

Таблица 10 – Передаточные числа коробки передач

№ передачи	Обозначение	Значение
1	U_1	8,52
2	U_2	6,27
3	U_3	4,62
4	U_4	3,4
5	U_5	2,55
6	U_6	1,85
7	U_7	1,36
8	U_8	1
9	U_9	0,75

Используя таблицу 10, перейдем к расчетам передаточных чисел.

3.3 Расчет действительных передаточных чисел и геометрических параметров деталей коробки передач

Коробка передач проектируется для автомобиля, техническая характеристика которого представлена в таблице 11.

Таблица 11 – Техническая характеристика автомобиля

Наименование параметра	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Тип автомобиля	—	Грузовой	—
Колесная формула автомобиля-тягача	-	4×2	-
Полная масса автопоезда	m_a	40 000	кг
Масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля	m_ϕ	11 500	кг
Тип двигателя	—	Дизель	—
Максимальная мощность двигателя	P_{emax}	260	кВт
Частота вращения коленчатого вала двигателя при P_{emax}	n_p	2100	об/мин
Максимальный крутящий момент двигателя	M_{emax}	1439	Н·м
Частота вращения коленчатого вала двигателя при M_{emax}	n_m	1300	об/мин
Передаточное число главной передачи	U_0	1,55	-
Максимальная скорость автомобиля	V_{amax}	100	км/ч
Типоразмер шин	—	11,00R20	—
Расчетный радиус ведущих колес автомобиля	r_o	0,522	м
Требуемый пробег автомобиля	L_0	1 200 000	км

3.4 Расчет кинематических параметров базовой коробки передач

«Передаточные числа базовой коробки передач (далее – БКП) выбираем из условия максимальной интенсивности разгона автомобиля, а также возможности длительного движения при повышенном сопротивлении дороги» [26].

Значения передаточных чисел БКП сведены в таблицу 12.

Таблица 12 – Передаточные числа базовой коробки передач

№ передачи	Обозначение	Значение
1	U_1	2,55
2	U_2	5,85
3	U_3	5,36
4	U_4	5
5	U_5	0,75

Определяем передаточное отношение ППВ:

$$U_n = k_{un} \sqrt{U_{1B} \cdot U_{5B}}, \quad (46)$$

$$U_n = 0,85 \sqrt{2,51 \cdot 0,75} = 1,166.$$

Находим передаточные числа пар зубчатых колес:

$$U'_{1B} = \frac{U_1}{U_n}, \quad (47)$$

$$U'_{1B} = \frac{2,51}{1,166} = 2,153,$$

$$U'_{2B} = \frac{U_2}{U_n}, \quad (48)$$

$$U'_{2B} = \frac{1,85}{1,166} = 1,587,$$

$$U'_{3B} = \frac{U_3}{U_n}, \quad (49)$$

$$U'_{3B} = \frac{1,36}{1,166} = 1,166,$$

$$U'_{5B} = \frac{U_5}{U_n}, \quad (50)$$

$$U'_{5B} = \frac{0,75}{1,166} = 0,643.$$

Результаты проведенных выше расчетов заносим в таблицу 13.

Рассчитываем кинематические параметры БКП:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{M_{6bIX}}, \quad (51)$$

$$M_{6bIX} = M_{6X} \cdot U_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{nn6}, \quad (52)$$

$$M_{6bIX} = 1439 \cdot 2,51 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 3398 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$a_w = 9,6 \sqrt[3]{3398} = 144,3 \text{ мм}.$$

Принимаем $a_w = 145 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$ и $m_n = 4,5 \text{ мм}$.

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n}, \quad (53)$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 145 \cdot \cos 20^{\circ}}{4,5} = 60,55.$$

С целью упрочнения зуба принимаем $z_{\Sigma} = 60$.

$$\beta = \arccos \left(0,5 \frac{m_n \cdot z_{\Sigma}}{a_w} \right), \quad (54)$$

$$\beta = \arccos \left(0,5 \frac{4,5 \cdot 60}{145} \right) = 21,403^{\circ},$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (55)$$

$$m_t = \frac{4,5}{\cos 21,4^{\circ}} = 4,833 \text{ мм.}$$

Определяем числа зубьев для всех пар зубчатых колес БКП:

$$z_{\text{вц ннв}} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_{\text{ннв}}}, \quad (56)$$

$$z_{\text{вц ннв}} = \frac{60}{1 + 1,166} = 28,7.$$

Принимаем $z_{\text{вц ннв}} = 28$.

$$z_{\text{вм ннв}} = z_{\Sigma} - z_{\text{вц ннв}}, \quad (57)$$

$$z_{\text{вм ннв}} = 60 - 28 = 32,$$

$$z_{\text{вц 1Б}} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_{1Б}}, \quad (58)$$

$$z_{\text{вц 1Б}} = \frac{60}{1 + 2,153} = 19,03.$$

Принимаем $z_{\text{вц}1Б} = 19$.

$$z_{\text{эм}1Б} = z_{\Sigma} - z_{\text{вц}1Б}, \quad (59)$$

$$z_{\text{эм}1Б} = 60 - 19 = 41,$$

$$z_{\text{вц}2Б} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_{2Б}}, \quad (60)$$

$$z_{\text{вц}2Б} = \frac{60}{1 + 1,587} = 23,19.$$

Принимаем $z_{\text{вц}2Б} = 23$.

$$z_{\text{эм}2Б} = z_{\Sigma} - z_{\text{вц}2Б}, \quad (61)$$

$$z_{\text{эм}2Б} = 60 - 23 = 37,$$

$$z_{\text{вц}3Б} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_{3Б}}, \quad (62)$$

$$z_{\text{вц}3Б} = \frac{60}{1 + 1,166} = 27,7.$$

Принимаем $z_{\text{вц}3Б} = 27$.

$$z_{\text{эм}3Б} = z_{\Sigma} - z_{\text{вц}3Б}, \quad (63)$$

$$z_{\text{эм}3Б} = 60 - 27 = 33,$$

$$z_{\text{вц}5Б} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + U_{5Б}}, \quad (64)$$

$$z_{\text{вц}5Б} = \frac{60}{1 + 0,643} = 36,52.$$

Принимаем $z_{\text{вц}5Б} = 36$.

$$z_{\text{эм}5Б} = z_{\Sigma} - z_{\text{вц}5Б}, \quad (65)$$

$$z_{\text{вм } 5Б} = 60 - 36 = 24.$$

Определим действительные передаточные числа БКП:

$$U_n = \frac{z_{\text{вм } n}}{z_{\text{вц } n}}, \quad (66)$$

$$U_n = \frac{32}{28} = 1,122,$$

$$U_{1Б} = \frac{z_{\text{вм } 1Б}}{z_{\text{вц } 1Б}}, \quad (67)$$

$$U_{1Б} = \frac{41}{19} = 2,158,$$

$$U_{2Б} = \frac{z_{\text{вм } 2Б}}{z_{\text{вц } 2Б}}, \quad (68)$$

$$U_{2Б} = \frac{37}{23} = 1,609,$$

$$U_{3Б} = \frac{z_{\text{вм } 3Б}}{z_{\text{вц } 3Б}}, \quad (69)$$

$$U_{3Б} = \frac{33}{27} = 1,222,$$

$$U_{5Б} = \frac{z_{\text{вм } 5Б}}{z_{\text{вц } 5Б}}, \quad (70)$$

$$U_{5Б} = \frac{24}{36} = 0,666.$$

Таблица 13 – Кинематические параметры проектируемой БКП

Передача	Требуемые		z_{Σ}	Обозначение	Значение	Действительные		$\Delta U\%$
	U_i	U_n, U_i'				U_n, U_i'	U_i	
ППВ	-	1,166	60	$z_{\text{вц } n}$	28	1,142	-	2,4
				$z_{\text{вм } n}$	32			
1	2,51	2,153	60	$z_{\text{вц } 1Б}$	19	2,158	2,464	1,8
				$z_{\text{вм } 1Б}$	41			
2	1,85	1,587	60	$z_{\text{вц } 2Б}$	23	1,609	1,837	0,7
				$z_{\text{вм } 2Б}$	37			
3	1,36	1,166	60	$z_{\text{вц } 3Б}$	27	1,222	1,395	2,6
				$z_{\text{вм } 3Б}$	33			
5	0,75	0,643	60	$z_{\text{вц } 5Б}$	36	0,666	0,75	0
				$z_{\text{вм } 5Б}$	24			

Выполним расчет геометрических параметров базовой коробки передач
Рассчитываем на примере ППВ:

$$d = z \cdot m_t, \quad (71)$$

$$d_{\text{вцн}} = z_{\text{вцн}} \cdot m_t, \quad (72)$$

$$d_{\text{вцн}} = 28 \cdot 4,833 = 135,324 \text{ мм},$$

$$d_{\text{вмн}} = z_{\text{вмн}} \cdot m_t, \quad (73)$$

$$d_{\text{вмн}} = 32 \cdot 4,833 = 154,656 \text{ мм},$$

$$d_a = d + 2 \cdot m_n (h_a^* + X), \quad (74)$$

$$d_{a \text{ вцн}} = 135,324 + 2 \cdot 4,5(1+0) = 144,324 \text{ мм},$$

$$d_{a \text{ вмн}} = 154,656 + 2 \cdot 4,5(1+0) = 163,656 \text{ мм},$$

$$d_f = d - 2 \cdot m_n (h_a^* + c^* - X), \quad (75)$$

$$d_{f \text{ вцн}} = 135,324 - 2 \cdot 4,5(1+0,25-0) = 124,074 \text{ мм},$$

$$d_{f \text{ вмн}} = 154,656 - 2 \cdot 4,5(1+0,25-0) = 143,406 \text{ мм},$$

$$d_w^{\text{вцн}} = \frac{2 \cdot a_w}{u+1}, \quad (76)$$

$$d_w^{\text{вцн}} = \frac{2 \cdot 145}{1,142+1} = 135,387 \text{ мм},$$

$$b_w = 0,23a_w, \quad (77)$$

$$b_w = 0,23 \cdot 145 = 33,4 \text{ мм},$$

$$b_{f_2} \geq b_w, \quad (78)$$

$$b_{f_2} = b_w = 33,4 \text{ мм}.$$

$$b_{f_1} = 1,1b_{f_2}, \quad (79)$$

$$b_{f_1} = 1,1 \cdot 33,4 = 36,7 \text{ мм}.$$

По такому же принципу рассчитываем все передачи и заносим данные в таблицу 14.

Таблица 14 – Геометрические параметры зубчатых колес БКП

Передача	Обозначение	z	a_w , мм	β , град	m_n , мм	m_t , мм	b_w , мм	$\underline{b}_f$, мм	X , мм	d , мм	d_w , мм	d_a , мм	d_f , мм
ППВ	$Z_{вцп}$	28	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	135,324	135,387	144,324	124,074
	$Z_{вмп}$	32	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	154,656	154,613	163,656	143,406
1	$Z_{вц1Б}$	19	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	91,827	91,830	100,827	80,577
	$Z_{вм1Б}$	41	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	198,153	198,170	207,153	186,903
2	$Z_{вц2Б}$	23	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	111,159	111,154	120,159	99,909
	$Z_{вм2Б}$	37	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	178,821	178,846	187,821	167,571
3	$Z_{вц3Б}$	27	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	130,491	130,513	139,491	119,241
	$Z_{вм3Б}$	33	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	159,489	159,487	168,489	148,239
5	$Z_{вц5Б}$	36	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	173,988	174,070	182,988	162,738
	$Z_{вм5Б}$	24	145	21,403	4,5	4,833	33,4	36,7	0	115,992	115,930	124,992	104,742

Выполним расчет кинематических параметров демультипликатора.

Рассчитываем кинематические параметры демультипликатора:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вх}}}{n_c} K_H}, \quad (80)$$

принимаем число сателлитов $n_c = 3$; $K_H = 1,25$.

$$M_{\text{вх}} = M_{\text{вх}} \cdot U_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{нпб}}, \quad (81)$$

$$M_{\text{вх}} = 1439 \cdot 2,464 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 3336 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$a_w = 9,7 \sqrt[3]{\frac{3336}{3} 1,25} = 108 \text{ мм},$$

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m_n}, \quad (82)$$

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot 108}{4,5} = 48.$$

Определим число зубьев демультипликатора:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1 + U_{12}}, \quad (83)$$

$$z_1 = \frac{48}{1 + 0,75} = 27,4.$$

Принимаем $z_1 = 27$.

$$z_2 = z_\Sigma - z_1, \quad (84)$$

$$z_2 = 48 - 27 = 21.$$

Определим число зубьев кольцевой шестерни из условия соосности:

$$z_3 = z_1 + 2 \cdot z_2, \quad (85)$$

$$z_3 = 27 + 2 \cdot 21 = 69.$$

Проверим демультипликатор на условие сборки:

$$\frac{z_3 + z_2}{n_c}, \quad (86)$$

$$\frac{z_3 + z_2}{n_c} = \frac{69 + 21}{3} = 30.$$

Полученное целое число указывает на то, что демультипликатор соответствует условию сборки.

Проверим демультипликатор на условие соседства:

$$z_1 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n_c}\right) - z_2 \left(1 - \sin\left(\frac{\pi}{n_c}\right)\right) > 2, \quad (87)$$

$$27 \cdot \sin\left(\frac{180}{3}\right) - 27 \cdot \left(1 - \sin\left(\frac{180}{3}\right)\right) > 2,$$

$19,76 > 2$, что соответствует условию соседства

Определим действительное передаточное число демультипликатора:

$$U_{\partial 1} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad (88)$$

$$U_{\partial 1} = 1 + \frac{69}{27} = 3,555,$$

$$U_{\partial 2} = 1.$$

Выполним расчет действительных передаточных чисел коробки передач.

Действительные передаточные числа коробки передач:

$$U_i = U_{iB} \cdot U_{i0}, \quad (89)$$

$$U_1 = 2,464 \cdot 3,555 = 8,76,$$

$$U_2 = 1,837 \cdot 3,555 = 6,53,$$

$$U_3 = 1,395 \cdot 3,555 = 4,96,$$

$$U_4 = 1 \cdot 3,555 = 3,555,$$

$$U_5 = 2,464 \cdot 1 = 2,464,$$

$$U_6 = 1,837 \cdot 1 = 1,837,$$

$$U_7 = 1,395 \cdot 1 = 1,395,$$

$$U_8 = 1 \cdot 1 = 1,$$

$$U_9 = 0,75 \cdot 1 = 0,75.$$

3.5 Расчет на сопротивление усталости и прочность деталей коробки передач

Выполним расчет зубчатых передач.

Расчет проведем на примере первой передачи. Расчет для остальных передач производится аналогично, результаты расчета сведены в таблицы.

Установление относительных пробегов.

Относительные пробеги на передачах определим в следующей последовательности:

Средние скорости движения определяем из тягового расчета:

- $\bar{V}_B = 71,43$ км/ч - на высшей передаче;
- $\bar{V}_i = 6,04$ км/ч - на 1-й передаче
- $\bar{V} = 0,6 \cdot V_{\max}^{np} = 0,6 \cdot 100 = 60$ км/ч - средняя расчетная скорость движения автомобиля.

Далее определяем квантили нормального распределения:

$$x_i = \frac{\bar{V}_i - \bar{V}}{\sigma_V}, \quad (90)$$

где σ_V – среднее квадратичное отклонение.

$$\sigma_V = \frac{\bar{V}}{3}, \quad (91)$$

$$\sigma_V = \frac{60}{3} = 20.$$

$$x_i = \frac{6,04 - 60}{20} = -2,7.$$

По таблицам функции нормального распределения находим:
 $\Phi(x_i) = \Phi(-2,7) = 0,0035.$

Находим разности для каждой передачи по формуле:

$$F_i = \Phi(x_i) - \Phi(x_{i-1}). \quad (92)$$

Удельная сила тяги:

$$p_{K.B} = \frac{M_{e\max} \cdot U_B \cdot \eta}{m_a^T \cdot g \cdot r_0}, \quad (93)$$

$$p_{K.B} = \frac{1439 \cdot 0,75 \cdot 0,91}{18000 \cdot 9,81 \cdot 0,522} = 0,011.$$

Удельная сила тяги тягача с прицепом:

$$p_{K.B}^{np} = p_{K.B} \cdot \frac{m_a^T}{m_a}, \quad (94)$$

$$p_{K.B}^{np} = 0,011 \cdot \frac{18000}{40000} = 0,0048.$$

Коэффициент тяги:

$$K_T = 0,711 + \frac{0,032}{P_{K.B}^{np}}, \quad (95)$$

$$K_T = 0,711 + \frac{0,032}{0,0048} = 7,38.$$

Относительные пробеги на i -й передаче:

$$\xi_i = 0,8 \cdot F_i \cdot K_T, \quad (96)$$

где 0,8 – доля пробега тягача с прицепом.

$$\xi_i = 0,8 \cdot 0,0035 \cdot 7,38 = 0,0049.$$

Результаты расчета сводим в таблицу 15.

Приведенная методика условна и позволяет приблизительно оценить величины относительных пробегов. Окончательно принимаем следующие значения ξ_i .

Таблица 15 – Расчет относительных пробегов ξ_i

№ передачи	$V_{срi}$	x_i	$\Phi(x_i)$	F_i	ξ_i	Принятое значение ξ_i
1	6,04	-2,70	0,0035	0,0035	0,0049	0,005
2	8,29	-2,59	0,0048	0,0013	0,0018	0,002
3	11,59	-2,42	0,0078	0,0030	0,0042	0,004
4	15,41	-2,23	0,0129	0,0051	0,0071	0,007
5	21,01	-1,95	0,0256	0,0127	0,0177	0,018
6	28,8	-1,56	0,0594	0,0338	0,0472	0,047
7	40,28	-0,99	0,1611	0,1017	0,1421	0,142
8	53,57	-0,32	0,3745	0,2134	0,2982	0,45
9	71,43	0,57	0,7157	0,3412	0,4769	0,325

Выполним выбор нагрузочного режима.

Определим характеристики нагрузочного режима. Расчет производим для первой передачи. Рассчитанные значения для оставшихся передач сводятся в таблицу 16.

Расчетный момент:

$$M_{расч} = \min \{ M_{emax}, M_{\varphi} \}. \quad (97)$$

Момент сцепления колес с дорогой:

$$M_{\varphi} = \frac{m_{\varphi} \cdot g \cdot \varphi \cdot r_0}{U_m \cdot \eta_m}, \quad (98)$$

где φ – коэффициент сцепления колес с дорогой, принимается равным 0,85;

U_m – передаточное число трансмиссии на данной передаче.

η_{mk} – КПД трансмиссии, принимается равным 0,91.

$$M_{\varphi} = \frac{11500 \cdot 9,81 \cdot 0,85 \cdot 0,522}{48,27 \cdot 0,91} = 1126 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем: $M_{расч} = 0,7 \cdot M_{emax} = 0,7 \cdot 1439 = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - так как первая передача является ползущей.

Расчетная частота вращения:

$$n_{расч} \approx 0,6 n_p, \quad (99)$$

$$n_{расчp} = 0,6 \cdot 2100 = 1260 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Средняя удельная сила тяги определяется по формуле:

$$\gamma_{срi} = \gamma_{\psi срi} + \gamma_{\nu срi} + \gamma_{j срi}, \quad (100)$$

где $\gamma_{\psi cpi} = \psi_{cp}$ – среднее удельное сопротивление дороги, принимается равным 0,09;

γ_{vcpi} – среднее удельное сопротивление воздуха;

$$\gamma_{vcpi} = \frac{A \cdot V_{pi}^2}{m_a \cdot g}, \quad (101)$$

$$\gamma_{vcpi} = \frac{0,02 \cdot 6,04^2}{40000 \cdot 9,81} \approx 0.$$

$$\gamma_{j cpi} = B \cdot (\gamma_{pi} - \gamma_{\psi cpi} - \gamma_{vcpi}), \quad (102)$$

где γ_{pi} – среднее удельное сопротивление дороги.

$$\gamma_{pi} = \frac{M_p \cdot U_0 \cdot U_i \cdot \eta}{m_a \cdot g \cdot r_0}, \quad (103)$$

$$\gamma_{pi} = \frac{1000 \cdot 5,51 \cdot 8,76 \cdot 0,91}{40000 \cdot 9,81 \cdot 0,522} = 0,214,$$

$$\gamma_{j cpi} = 0,3 \cdot (0,214 - 0,009 - 0) = 0,062,$$

$$\gamma_{cpi} = 0,009 + 0 + 0,062 = 0,071.$$

Найдем отношение: $\frac{\gamma_p}{\gamma_{cp}} = \frac{0,214}{0,071} = 3,014.$

В зависимости от найденного выше отношения определяем коэффициенты пробега K_{nH} и K_{nF} .

Таблица 16 – Результаты расчета нагрузочного режима

Передача	ξ_i	M_ϕ	M_p	n_p	γ_p	γ_{vcpi}	$\gamma_{\psi cpi}$	$\gamma_{j cpi}$	γ_{cp}	γ_p/γ_{cp}	K_{nH}	K_{nF}
1	0,005	1140	1000	1260	0,214	1,86E-06	0,009	0,062	0,071	3,036	0,03	0,003
2	0,002	1529	1439	1260	0,230	3,50E-06	0,009	0,066	0,075	3,054	0,04	0,003
3	0,004	2013	1439	1260	0,175	6,85E-06	0,009	0,050	0,059	2,975	0,05	0,004
4	0,007	2808	1439	1260	0,125	1,21E-05	0,009	0,035	0,044	2,854	0,09	0,005
5	0,018	4052	1439	1260	0,087	2,25E-05	0,009	0,023	0,032	2,683	0,12	0,006
6	0,047	5434	1439	1260	0,065	4,23E-05	0,009	0,017	0,026	2,514	0,15	0,008
7	0,142	7156	1439	1260	0,049	8,27E-05	0,009	0,012	0,021	2,329	0,19	0,02
8	0,45	9983	1439	1260	0,035	1,46E-04	0,009	0,008	0,017	2,076	0,24	0,03
9	0,325	13311	1439	1260	0,026	2,60E-04	0,009	0,005	0,014	1,834	0,27	0,05

Выполним расчет зубчатых колес на контактную усталость.

Расчет проведем на примере пары зубчатых колес первой передачи.

Определяем параметры расчетного контактного напряжения:

$$\Pi_H = \frac{F_t}{b_w d_{w1}} Z_H Z_\varepsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\mu} K_{H\xi}. \quad (104)$$

Для этого определяем расчетную окружную силу:

$$F_t = \frac{1 \cdot 10^3 \cdot M_{\varepsilon \max} \cdot U_{nne}}{d_w}, \quad (105)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 1,142}{91,83} = 27281 \text{ Н.}$$

Единичное контактное напряжение Z_H :

$$Z_H = \frac{2 \cdot (U + 1) \cdot \cos^2 \beta}{U \cdot \sin 2\alpha}, \quad (106)$$

$$Z_H = \frac{2 \cdot (2,158 + 1) \cdot \cos^2 21,403}{2,158 \cdot \sin(2 \cdot 20)} = 3,95.$$

Коэффициент Z_ε определяется в зависимости от осевого ε_β и торцевого ε_α перекрытий.

По формулам [1] определили:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_1} \right) \right] \cdot \cos \beta, \quad (107)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{41} \right) \right] \cdot \cos 21,403 = 1,52,$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}, \quad (108)$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{33,4 \cdot \sin 21,403}{3,14 \cdot 4,5} = 0,86.$$

По графику 3.24, а [1] определили: $Z_{\varepsilon} = 0,72$.

«Коэффициент $K_{H\alpha}$ находим из соотношения:

$$k_{H\alpha} = k_{H\varphi} \cdot k_{H\gamma}, \quad (109)$$

где $K_{H\psi}$ – коэффициент, учитывающий повышение интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях у около полюсных участков вследствие меньшей суммарной деформации зубьев в средней фазе зацепления по сравнению с суммарной деформацией в начальной и конечной фазах;

$K_{H\gamma}$ – коэффициент, учитывающий неточность распределения нагрузки между зубьями» [23].

$$k_{H\alpha} = 1,16 \cdot 1,14 = 1,32.$$

«Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$ находим по формуле:

$$k_{H\beta} = 1 + (k_{\beta}^0 - 1) \cdot k_{H\omega} \quad (110)$$

где K_{β}^0 – коэффициент определяем исходя из φ_{bd} по графику 3.25 [1]:

$$k_{H\beta} = 1 + (1,17 - 1) \cdot 0,97 = 1,16,$$

$$\varphi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}, \quad (111)$$

$$\varphi_{bd} = \frac{33,4}{91,83} = 0,36.$$

Коэффициент приработки зубьев $K_{H\omega}$ определяем исходя из окружной скорости по таблице 3.2 [1]:

$$\nu = \frac{\pi \cdot d_w \cdot n_p}{60 \cdot 10^3 \cdot U_{нв}}, \quad (112)$$

где n_p – расчетная скорость вращения первичного вала для дизельных двигателей.

$$n_p = 0,6 \cdot n_{e\max}, \quad (113)$$

$$n_p = 0,6 \cdot 2600 = 1260 \text{ об/мин.},$$

$$\nu = \frac{3,14 \cdot 91,83 \cdot 1260}{60000 \cdot 1,142} = 4,83 \text{ м/с.}$$

Коэффициент учета динамической нагрузки $K_{H\vartheta}$ находим по формуле:

$$k_{H\vartheta} = \sqrt{k_{\vartheta\Delta} \cdot k_{\vartheta e}}, \quad (114)$$

где $K_{\vartheta\Delta}$ и $K_{\vartheta e}$ – коэффициенты определяются по графику 3.27 [1];

$$k_{H\vartheta} = \sqrt{1,14 \cdot 1,24} = 1,19. \quad ()$$

Принимаем коэффициенты смазки $K_{H\mu} = 1$ и учета размеров колеса $K_{Hx} = 1$.

Таким образом, получаем:

$$\Pi_H = \frac{27281}{33,4 \cdot 91,83} \cdot 3,95 \cdot 0,72 \cdot 1,32 \cdot 1,16 \cdot 1,19 \cdot 1 \cdot 1 = 50,8 \text{ МПа.}$$

Определим ресурс зубчатых колес по усталости:

$$R_{1H} = \frac{500}{\pi \cdot r_0} \cdot a \cdot \sum (I_{Hi}^{mH} \cdot U_{BKi} \cdot \xi_i \cdot K_{PHi}), \quad (115)$$

где a – число зацеплений одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса.

$$U_{вк} = U_o \cdot U_1 \cdot U_{оem} = 5,51 \cdot 2,158 \cdot 3,555 = 42,27.$$

Так как зубчатая пара первой передачи работает на 1 и 5 передачах, получаем:

$$R_{1H} = \frac{500}{3,14 \cdot 0,522} \cdot 1 \cdot (50,8^3 \cdot 42,27 \cdot 0,005 \cdot 0,03 + 36,9^3 \cdot 11,89 \cdot 0,018 \cdot 0,12) = 649015 \text{ циклов/км.}$$

В качестве материала для зубчатых колес принимаем сталь 20Х2Н4А со следующими характеристиками:

- твердость поверхности зуба 56...63 HRC;
- твердость сердцевины зуба 36...41 HRC;
- характеристики усталости:
$$\begin{cases} \sigma_{Hlimb} = 1260 \text{ МПа}; \\ \sigma_{Flimb}^c = 460 \text{ МПа}; \\ P_{Hlimb} = 21 \text{ МПа}; \\ N_{F0} = 4 \cdot 10^8 \text{ циклов} \\ N_{H0} = 1,2 \cdot 10^8 \text{ циклов} \end{cases}$$
- характеристики прочности:
$$\begin{cases} \sigma_{FlimM} = 1950 \text{ МПа}; \\ \sigma_{HlimM} = 3800 \text{ МПа}. \end{cases}$$

Определяем предельные контактные напряжения:

$$P_{HPO} = P_{Hlimb} Z_R, \quad (116)$$

$$P_{HPO} = 21 \cdot 1 = 21 \text{ МПа.}$$

Определяем пробег автомобиля до появления усталостного предельного повреждения зубчатых колес [1, стр.119]:

$$R_{H\lim} = \Pi_{HPO}^{mH} \cdot N_{HO}, \quad (117)$$

$$R_{H\lim} = 21^3 \cdot 1,2 \cdot 10^8 = 1,11 \cdot 10^{12}$$

Отсюда имеем:

$$L_H = R_{H\lim} / R_{1H}, \quad (118)$$

$$L_H = 1,11 \cdot 10^{12} / 649015 = 1712318 \text{ км.}$$

«Так как найденный пробег превышает планируемый пробег автомобиля до капитального ремонта $L_0 = 1\,200\,000$ км, значит, сопротивление по контактной усталости у зубчатых колес достаточно» [2].

Выполним расчет зубчатых колес на прочность.

Определяем максимальный динамический момент.

Принимаем коэффициент запаса сцепления $\beta_c = 2$. Так как зубчатая пара первой передачи работает на 1 и 5 передачах, имеем:

$$M_{j\max 1} = 2 \cdot \beta_c \cdot M_{e\max} - (2 \cdot \beta_c \cdot M_{e\max} - 1,35 \cdot M_\phi) \cdot \frac{U_m - 20}{30}, \quad (119)$$

$$M_{j\max 5} = 2 \cdot \beta_c \cdot M_{e\max}.$$

Подставив значения, получим:

$$M_{j\max 1} = 2 \cdot \beta_c \cdot M_{e\max} - (2 \cdot \beta_c \cdot M_{e\max} - 1,35 \cdot M_\phi) \cdot \frac{U_m - 20}{30}, \quad (120)$$

$$M_{j\max 5} = 2 \cdot \beta_c \cdot M_{e\max}, \quad (121)$$

$$M_{j\max 5} = 2 \cdot 2 \cdot 1439 = 5756 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Принимаем: $M_{jmax1} = 5756 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Коэффициент максимальной динамической нагрузки:

$$K_{jM} = \frac{M_{jmax}}{M_p}, \quad (122)$$

$$K_{jM} = \frac{5756}{1439} = 4.$$

Параметр максимального контактного напряжения на активных поверхностях зубьев:

$$\Pi_{Hmax} = K_{jM} \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot d_{w_{вц}}} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\chi}. \quad (123)$$

«Для зубчатого зацепления первой передачи базовой коробки передач имеем (так как зубчатые колеса работают под нагрузкой на нескольких передачах, то устанавливаем передачу, на которой нагрузка максимальна):» [6]

$$\Pi_{Hmax} = K_{jM} \cdot \Pi_{H1max} / K_{H_v}, \quad (124)$$

$$\Pi_{Hmax} = 4 \cdot 50,8 / 1,19 = 171 \text{ МПа}.$$

Максимальное контактное напряжение:

$$\sigma_{Hmax} = 275 \cdot \sqrt{\Pi_{Hmax}}, \quad (125)$$

$$\sigma_{Hmax} = 275 \cdot \sqrt{171} = 3596 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение изгиба:

$$\sigma_{F \max} = K_{jM} \cdot \frac{F_t}{b_f \cdot m_n} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\mu} \cdot K_{Fx}, \quad (126)$$

$$\sigma_{F \max} = 4 \cdot 777 / 1,61 = 1720 \text{ МПа.}$$

Условие достаточной контактной прочности активных поверхностей зубьев:

$$\sigma_{H \max} = 3596 \text{ МПа} < 0,95 \cdot \sigma_{H \lim M} = 0,95 \cdot 3800 = 3610 \text{ МПа.}$$

Условие достаточной прочности зуба при изгибе выполняется:

$$\sigma_{F \max} = 1720 \text{ МПа} < 0,9 \cdot \sigma_{F \lim M} = 0,9 \cdot 1950 = 1755 \text{ МПа};$$

Результаты расчета на прочность для оставшихся зубчатых колес представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Результаты расчета зубчатых колес на прочность

Передача/ ступень	$Ph_{\max}$ МПа	$\sigma H_{\max}$ МПа	$0,95 \cdot \sigma H_{\lim M}$ МПа	Условие	$\sigma F_{\max}$ МПа	$0,9 \cdot \sigma F_{\lim M}$ МПа	Условие
ППВ	24	1909	3610	выполняется	1073	1755	выполняется
1	85	3596		выполняется	1720		выполняется
2	91	3598		выполняется	1707		выполняется
3	72	3300		выполняется	1383		выполняется
5	50	2743		выполняется	980		выполняется
Демуль- типликатор (низшая)	90	3482		выполняется	1137		выполняется

Определяем эквивалентную динамической нагрузки на каждой передаче.

Предварительно принимаем:

- левый подшипник промежуточного вала базовой коробки передач:
роликовый конический №7608А ГОСТ 27365-87,
 $d \times D \times B = 40 \times 90 \times 33$, $C = 110 \text{ кН}$, $C_0 = 85 \text{ кН}$;

- правый подшипник промежуточного вала базовой коробки передач:
роликовый конический №7608А ГОСТ 27365-87,
 $d \times D \times B = 40 \times 90 \times 33$, $C = 110$ кН, $C_0 = 85$ кН.

Для роликовых конических подшипников используем следующую формулу:

$$\sigma_{F_{\max}} = K_{jm} \cdot \frac{F_t}{b_f \cdot m_n} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\mu} \cdot K_{Fx}, \quad (127)$$

где V – коэффициент вращения, внутреннее кольцо вращается, наружное – неподвижно, принимается равным 1.

X – коэффициент радиальной нагрузки, принимается равным 1;

Y – коэффициент осевой нагрузки. [ГОСТ18855-94], принимается равным 0.

$$\sigma_{F_{\max}} = 4 \cdot 777 / 1,61 = 1720 \text{ МПа.}$$

Рассчитанные данные заносим в таблицу 18.

Таблица 18 – Эквивалентная нагрузка на каждой передаче

Передача	1	2	3	5	6	7	9
$p_{i_d}, \text{Н}$	3562	5497	6052	8136	8541	9443	10418
$p_{i_n}, \text{Н}$	6821	7059	4115	15581	10967	6421	3467

Определение приведенной нагрузки на каждой передаче.

Расчет производим по формуле:

$$P_{npi} = p_i \cdot k_{\delta i} \cdot k_T \cdot k_\mu, \quad (128)$$

где $k_{\delta i}$ – коэффициент безопасности;

$$k_{\delta i} = k_{\delta 1} \cdot k_{\delta 2}, \quad (129)$$

где k_{o1} – коэффициент, учитывающий влияние динамической нагрузки в зацеплении;

k_{o2} – коэффициент, учитывающий влияние внешней динамической нагрузки;

k_T – коэффициент, учитывающий температуру узла, при температуре меньше 100°C , $k_T = 1$;

k_μ – коэффициент, учитывающий влияние твердости двух колец; принимается равным.

$$HRC > 60, k_\mu = 1.$$

Рассчитанные данные заносим в таблицу 19.

Таблица 19 – Приведенная нагрузка на каждой передаче

Передача	1	2	3	5	6	7	9
$P_{npi}^{\text{л}}, \text{Н}$	4096	6322	7262	9763	10249	12276	13544
$P_{npi}^{\text{н}}, \text{Н}$	7844	8118	4938	18697	13161	8348	4507

Выполним расчёт срока службы подшипника в километрах пробега автомобиля.

Рассчитываем по следующей формуле:

$$L_n = \frac{C^m \cdot 10^6}{R_{1n}}, \quad (130)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника.

$$L_n^{\text{л}} = \frac{C_{\text{л}}^m \cdot 10^6}{R_{1n}^{\text{л}}}, \quad (131)$$

$$L_n^{\text{л}} = \frac{110000^{3,33} \cdot 10^6}{2,76 \cdot 10^{16}} = 2226296 \text{ км.}$$

$$L_n^n = \frac{C_n^m \cdot 10^6}{R_{1n}^n}, \quad (132)$$

$$L_n^n = \frac{110000^{3,33} \cdot 10^6}{1,73 \cdot 10^{16}} = 3544649 \text{ км.}$$

Выполним оценку результатов расчета.

$$L_n \geq L_0 \quad (133)$$

$L_n^{\text{л}} > L_0$ – левый подшипник обеспечивает требуемый пробег.

$L_n^{\text{п}} > L_0$ – правый подшипник обеспечивает требуемый пробег.

Выбранные подшипники обеспечивают требуемый пробег автомобиля.
Окончательно принимаем подшипники №7608А ГОСТ 27365-87.

Спецификации на вид общий тягача автопоезда, чертеж сборочный коробки передач представлены в Приложении А (рисунки А.1, А.2).

Выводы по разделу.

Проверочный расчет зубчатых колес на усталость по контактным и изгибным напряжениям показал, что расчетные значения не превышают предельно допустимых значений. Расчет подшипников промежуточного вала коробки передач на выносливость показал, что требуемый пробег автопоезда обеспечен.

4 Технологический раздел

В процессе сборки автомобилей и тракторов происходит объединение деталей в определенной последовательности для создания узлов, механизмов или готового транспортного средства в соответствии с установленными техническими требованиями. Этот процесс может осуществляться как на заводе, где производятся детали, так и на специализированном сборочном предприятии. В настоящее время в автотракторостроении преобладает первый способ организации производства.

Сборочные работы требуют больше затрат труда по сравнению с литейными, сварочными и другими видами работ. Однако механизация процесса сборки может существенно снизить трудоемкость и является важным резервом для улучшения производства. В автотракторостроении часто используется массовое и крупносерийное производство, что способствует механизации и автоматизации сборочных процессов.

Несмотря на то, что трудоемкость в других цехах снижается быстрее, чем в сборочных, значение сборочных работ остается значительным, порядка 25% от общей трудоемкости.

4.1 Обоснование выбора технологического процесса

При выборе технологического процесса сборки необходимо учитывать следующие факторы:

- требования к качеству продукции: необходимо выбрать технологию, которая обеспечит высокое качество сборки изделий и минимизирует возможность дефектов;
- сроки производства: выбор технологии должен обеспечить выполнение заказов в заданные сроки и обеспечить эффективность процесса сборки;

- себестоимость производства: необходимо выбрать технологию, которая позволит снизить затраты на производство и повысить прибыльность предприятия;
- объем производства: технология должна быть масштабируемой и способной обеспечить производство большого количества изделий;
- технические возможности оборудования: необходимо учитывать наличие необходимого оборудования и его технические характеристики при выборе технологии сборки.

Исходя из вышеперечисленных факторов, выбор технологического процесса сборки должен быть обоснован и основан на комплексном анализе всех аспектов производства.

Таким образом, при выборе технологического процесса необходимо учитывать все вышеперечисленные факторы, чтобы обеспечить оптимальное производство продукции.

Кроме того, размеры изделия также оказывают влияние на выбор технологического процесса. Производство крупных изделий может потребовать применения кранов и другой тяжелой техники, в то время как для мелких изделий могут применяться автоматизированные линии сборки.

В случае с разработкой конструкции 9-тиступенчатой коробки передач для тягача автопоезда, вероятно, спрос будет невелик, поэтому рационально организовать сборку по принципу мелкосерийного производства. При этом используется стационарная непоточная сборка с разделением процесса на узловую и общую сборку. Работы выполняются бригадами рабочих, специализирующихся в соответствующих областях сборки.

«Рассчитаем такт выпуска по формуле:

$$T_d = \frac{F_d \cdot 60 \cdot m}{N}, \quad (134)$$

где F_d – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену, принимается равным 2070 ч. для стационарной сборки на необорудованном оборудовании;

m – количество смен, принимается равным 1;

N – годовой объем выпуска, принимается равным 160 шт» [6].

$$T_d = \frac{2070 \cdot 60 \cdot 1}{160} = 776,25 \text{ ч.}$$

«После этапа разработки создаем план технологического процесса сборки, который включает в себя графическое изображение последовательности операций, необходимых для производства конечного продукта. Этот план описывает порядок выполнения всех этапов производства, начиная с получения исходных материалов и заканчивая готовым изделием. Важные компоненты этого плана включают получение материалов, подготовительные операции (например, разметка, нарезка, обработка), сборку изделия из деталей, окончательную обработку (включая шлифовку, полировку, окраску), контроль качества (проверку соответствия требованиям) и упаковку и хранение готового продукта» [30].

Перечень сборочных работ узловой и общей сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда представлен в таблице 20.

Таблица 20 – Перечень сборочных работ узловой и общей сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
Взять корпус коробки передач	0,5
Осмотреть корпус коробки передач на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии корпуса коробки передач заданным стандартам	2
Взять ведомый вал	0,3

Продолжение таблицы 20

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
Осмотреть ведомый вал на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии ведомого вала заданным стандартам	2
Установить ведомый вал резьбовым концом в коробку передач	2
Взять упорную шайбу	0,1
Установить на ведомый вал упорную шайбу до упора в торец шлицевой поверхности	1
Взять шестерню второй передачи	0,3
Осмотреть шестерню второй передачи на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам	1
Установить на ведомый вал шестерню второй передачи зубчатым венцом от упорной шайбы. Шестерня второй передачи должна вращаться легко без заеданий	3
Взять шпонки	0,2
Запрессовывать в канавки ведомого вала шпонки	1
Взять распорную втулку шестерен второй и третьей передач	0,1
Осмотреть распорную втулку шестерен второй и третьей передач на наличие трещин или повреждений	0,5
Напрессовывать на ведомый вал до упора распорную втулку шестерен второй и третьей передач большим торцом в сторону шестерни второй передачи	1
Взять синхронизатор второй и третьей передач в сборе с кареткой	0,3
Осмотреть синхронизатор второй и третьей передач в сборе с кареткой на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии синхронизатора заданным стандартам	2
Установить на шлицы распорной втулки синхронизатор второй и третьей передач в сборе с кареткой короткой ступицей к шестерне второй передачи	1
Взять втулку шестерни третьей передачи	0,2
Осмотреть втулку шестерни третьей передачи на наличие трещин или повреждений	0,4
Напрессовывать на ведомый вал втулку шестерни третьей передачи до упора в распорную втулку, совместив при этом вырез во втулке со шпонкой распорной втулки	2
Взять шестерню	0,2
Осмотреть шестерню на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам	1
Установить на втулку шестерню прямозубым венцом в сторону синхронизатора. Шестерня на валу должна вращаться легко без заеданий	1

Продолжение таблицы 20

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
Проверить продольное перемещение обоймы конусных колец синхронизатора, которое должно быть в пределах 3-5 мм. Сцепление зубьев каретки синхронизатора с зубьями шестерни должно быть легкое, без заеданий	2
Взять шестерню пятой передачи	0,2
Осмотреть шестерню пятой передачи на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам	1
Напрессовывать на ведомый вал до упора втулки шестерни пятой передачи буртом в сторону шестерни третьей передачи и, одновременно совместив штифт втулки с пазом вала, установить на втулку шестерню прямозубым венцом в сторону от бурта втулки. Шестерня должна вращаться на валу легко, без заеданий	2
Взять упорную шайбу шестерни пятой передачи	0,3
Взять замковую шпонку	0,3
Установить упорную шайбу шестерни пятой передачи, вращая ее до совмещения выступов шайбы со шлицами вала и запрессовать замковую шпонку. Зазор между втулкой шестерни пятой передачи и упорной шайбой должен быть в пределах 0,02—0,1 мм, который обеспечивается подбором толщины упорной шайбы до установки шестерни пятой передачи	1,5
Взять синхронизатор четвертой и пятой передач	0,3
Осмотреть синхронизатор четвертой и пятой передач в сборе с кареткой на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии синхронизатора заданным стандартам	1
Установить синхронизатор четвертой и пятой передач на шлицы ведомого вала прямозубым венцом каретки меньшего диаметра в сторону шестерни пятой передачи	2
Взять передний роликовый подшипник	0,3
Осмотреть передний роликовый подшипник на наличие трещин или повреждений	1
Взять упорное пружинное кольцо	0,2
Напрессовывать передний роликовый подшипник на переднюю шейку вала до упора и установить упорное пружинное кольцо в канавку на передней шейке	1,5
Взять крышку ведомого вала	0,2
Осмотреть крышку ведомого вала на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии корпуса коробки передач заданным стандартам	1
Взять сальник	0,1
Осмотреть сальник на наличие трещин или повреждений	0,5

Продолжение таблицы 20

Операции входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции t_{on} , мин.
Перед запрессовкой сальника посадочную поверхность отверстия в крышке смазать нитроэмалью	0,3

Запрессовывать в отверстие крышки ведомого вала сальник заподлицо с внутренним торцом отверстия.	1,5
Проверить качество выполненных работ	10
Итого:	50,3

Определим общее оперативное время на все виды работ:

$$t_{on}^{общ} = \sum t_{on1} + t_{on2} + \dots t_{on_n}, \quad (135)$$

$$t_{on}^{общ} = \sum t_{on1} + t_{on2} + \dots t_{on_n}$$

«Определяем суммарную трудоемкость сборки изделия по формуле:

$$t_{ит}^{общ} = t_{on}^{общ} + t_{on}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100} \right), \quad (136)$$

где α – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах, принимается равным 3%;

β – часть оперативного времени для перерыва и отдыха в процентах, принимается равным 5%» [23].

$$t_{ит}^{общ} = 50,3 + 50,3 \cdot \left(\frac{3+5}{100} \right) = 54,34 \text{ мин.}$$

4.2 Разработка технологического процесса сборки

Составим порядок выполнения технологических операций, укажем используемые приспособления и занесем время, требуемое для выполнения каждой операции, в таблицу 21.

Таблица 21 – Технологический процесс сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
005	Сборочная	1	Взять корпус коробки передач	Набор необходимого инструмента для	120,7
		2	Осмотреть корпус		

			коробки передач на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии корпуса коробки передач заданным стандартам	выполнения сборки: набор инструмента универсальный 1/4", 1/2"DR S04H524179S Jonnesway, слесарный молоток, оправка, отвертка, инструмент для снятия стопорных колец	
		3	Взять ведомый вал		
		4	Осмотреть ведомый вал на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии ведомого вала заданным стандартам		
		5	Установить ведомый вал резьбовым концом в коробку передач		
		6	Взять упорную шайбу		
		7	Установить на ведомый вал упорную шайбу до упора в торец шлицевой поверхности		
		8	Взять шестерню второй передачи		

Продолжение таблицы 21

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
		9	Осмотреть шестерню второй передачи на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам		
		10	Установить на ведомый вал шестерню второй передачи зубчатым венцом от упорной шайбы. Шестерня второй передачи должна		

			вращаться легко без заеданий		
		11	Взять шпонки		
		12	Запрессовывать в канавки ведомого вала шпонки		
		13	Взять распорную втулку шестерен второй и третьей передач		
		14	Осмотреть распорную втулку шестерен второй и третьей передач на наличие трещин или повреждений		
		15	Напрессовывать на ведомый вал до упора распорную втулку шестерен второй и третьей передач большим торцом в сторону шестерни второй передачи		
		16	Взять синхронизатор второй и третьей передач в сборе с кареткой		

Продолжение таблицы 21

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
		17	Осмотреть синхронизатор второй и третьей передач в сборе с кареткой на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии синхронизатора заданным стандартам		
		18	Установить на шлицы распорной втулки синхронизатор второй и третьей передач в сборе с кареткой короткой ступицей к шестерне второй передачи		
		19	Взять втулку шестерни третьей передачи		
		20	Осмотреть втулку		

			шестерни третьей передачи на наличие трещин или повреждений		
		21	Напрессовывать на ведомый вал втулку шестерни третьей передачи до упора в распорную втулку, совместив при этом вырез во втулке со шпонкой распорной втулки		
		22	Взять шестерню		
		23	Осмотреть шестерню на наличие трещин или повреждений, ровность и		

Продолжение таблицы 21

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
		24	целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам		
		25	Установить на втулку шестерню прямозубым венцом в сторону синхронизатора. Шестерня на валу должна вращаться легко без заеданий		
		26	Проверить продольное перемещение обоймы конусных колец синхронизатора, которое должно быть в пределах 3-5 мм. Сцепление зубьев каретки синхронизатора с зубьями шестерни должно быть легкое, без заеданий		
		27	Взять шестерню пятой передачи		
		28	Осмотреть шестерню пятой передачи на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, соответствие размеров и геометрии		

			заданным стандартам		
		29	Напрессовывать на ведомый вал до упора втулки шестерни пятой передачи буртом в сторону шестерни третьей передачи и, одновременно совместив штифт		

Продолжение таблицы 21

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
			втулки с пазом вала, установить на втулку шестерню прямозубым венцом в сторону от бурта втулки. Шестерня должна вращаться на валу легко, без заеданий		
		30	Взять упорную шайбу шестерни пятой передачи		
		31	Взять замковую шпонку		
		32	Установить упорную шайбу шестерни пятой передачи, вращая ее до совмещения выступов шайбы со шлицами вала и запрессовать замковую шпонку. Зазор между втулкой шестерни пятой передачи и упорной шайбой должен быть в пределах 0,02—0,1 мм, который обеспечивается подбором толщины упорной шайбы до установки шестерни пятой передачи		
		33	Взять синхронизатор четвертой и пятой передач		
		34	Осмотреть синхронизатор четвертой и пятой передач в сборе с кареткой на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность		

Продолжение таблицы 21

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
			установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии синхронизатора заданным стандартам		
		35	Взять передний роликовый подшипник		
		36	Осмотреть передний роликовый подшипник на наличие трещин или повреждений		
		37	Взять упорное пружинное кольцо		
		38	Напрессовывать передний роликовый подшипник на переднюю шейку вала до упора и установить упорное пружинное кольцо в канавку на передней шейке		
		39	Взять крышку ведомого вала		
		40	Осмотреть крышку ведомого вала на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии корпуса коробки передач заданным стандартам		
		41	Взять сальник		
		42	Осмотреть сальник на наличие трещин или повреждений		

Продолжение таблицы 21

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
		42	Перед запрессовкой сальника посадочную поверхность отверстия		
		43	Запрессовывать в отверстие крышки ведомого вала сальник заподлицо с внутренним торцом отверстия.		
010	Регулировочная	1	Проверить качество выполненных работ	—	10

Технологическая схема сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда представлена в графической части ВКР.

Выводы по разделу.

В разделе выполнено обоснование выбора технологического процесса, определена трудоемкость сборки, разработан технологический процесс сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда и представлен в графической части ВКР.

5 Производственная и экологическая безопасность проекта

Производственная и экологическая безопасность играют ключевую роль при разработке и реализации любого дипломного проекта.

Ниже перечислены основные меры, которые могут быть применены для обеспечения безопасности производства и окружающей среды в рамках дипломного проекта:

- использование безопасного оборудования и технологий: необходимо убедиться, что все используемые в проекте материалы, оборудование и технологии соответствуют безопасным стандартам и требованиям;
- обучение персонала: все участники проекта должны быть обучены правилам безопасного труда и экологической ответственности;
- соблюдение законов и нормативов: необходимо следить за тем, чтобы все действия в рамках проекта соответствовали законодательству в области охраны труда и охраны окружающей среды;
- выбор экологически безопасных материалов: при проектировании и изготовлении продукции необходимо отдавать предпочтение материалам, которые меньше вредят окружающей среде;
- ответственная утилизация отходов: необходимо правильно управлять отходами, чтобы минимизировать их воздействие на окружающую среду.

В настоящее время проявляется все больший интерес к человеческим ресурсам, и условия работы на производстве стали более благоприятными и обеспечивают высокие стандарты по охране труда. В перспективе благополучие работников становится источником стабильности, процветания и повышения производительности.

Согласно статистике, затраты на профессиональные риски и несчастные случаи на рабочем месте в различных странах колеблются от 2,6% до 3,8% от валового национального продукта.

Затраты на профессиональные риски и несчастные случаи на рабочем месте могут включать в себя следующие расходы:

- медицинские расходы на лечение работников, пострадавших в результате несчастного случая на рабочем месте;
- компенсации и выплаты пострадавшим работникам, включая возмещение утраты заработка и компенсацию за временную нетрудоспособность;
- затраты на профилактику и обучение работников по предотвращению несчастных случаев и профессиональных рисков.
- юридические расходы на расследование и урегулирование случаев несчастных случаев на рабочем месте;
- расходы на страхование ответственности работодателя за несчастные случаи на рабочем месте.

Эффективное управление профессиональными рисками и безопасностью на рабочем месте может помочь снизить затраты на несчастные случаи и повысить производительность и уровень удовлетворенности работников.

5.1 Описание технологического процесса сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда с конструктивно-технологической и организационно-технической стороны

Для того чтобы тщательно изучить технологический процесс сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами, включая его конструктивные особенности и организационно-технические аспекты, требуется подготовить технологический паспорт (таблица 22).

Технологический паспорт обязателен для многих видов продукции, особенно технически сложных или подлежащих обязательному сертификационному контролю. Он помогает упростить процесс технического управления и обеспечить безопасное использование и обслуживание продукции.

Таблица 22 – Технологический паспорт технологического процесса сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами

Технологический процесс	Технологическая операция, вид выполняемых работ	Должность сотрудника	Оборудование, техническое устройство, приспособление	Материалы, вещества
Сборка ведомого вала коробки передач тягача автопоезда	1. Установка подшипников на ведомый вал коробки передач. 2. Установка синхронизаторов и муфт на вал. 3. Установка шестерен и зубчатых колес на вал. 4. Установка вала в корпус коробки передач. 5. Проверка качества выполненных работ	Слесарь по ремонту автомобилей пятого разряда	Набор необходимого инструмента для выполнения сборки: набор инструмента универсальный 1/4", 1/2"DR S04H524179S Jonnesway, слесарный молоток, оправка, отвертка, инструмент для снятия стопорных колец, пресс для установки подшипников, динамометрический ключ для правильного затягивания болтов	Солидол «с», графитная смазка, перчатки

Составленный паспорт позволит перейти к рассмотрению следующего вопроса по определению рисков в профессиональной сфере.

5.2 Идентификация профессиональных рисков

Важно проводить анализ идентификации профессиональных рисков для обеспечения безопасности и здоровья работников, а также обеспечения нормального функционирования организации.

Для этого необходимо провести следующие шаги:

- идентификация опасностей: определение всех потенциальных и реальных опасностей, которые могут быть причиной профессиональных рисков. Это может включать физические, химические, биологические, психологические и эргономические опасности;
- оценка риска: определение вероятности возникновения негативных событий, связанных с опасностями, и их потенциальных последствий на здоровье и безопасность работников;
- управление рисками: разработка и внедрение мер по уменьшению и контролю рисков, включая обучение сотрудников, использование персональных защитных средств, технические улучшения, проведение аудитов и так далее;
- мониторинг и анализ: регулярное проведение анализа профессиональных рисков, оценка эффективности принятых мер по управлению рисками и корректировка стратегии при необходимости.

Идентификация профессиональных рисков позволит организации эффективно управлять ими, минимизировать потенциальные угрозы для здоровья и безопасности работников и обеспечить бесперебойное функционирование

Таблица 23 содержит результаты идентификации профессиональных рисков сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда.

Таблица 23 – Результаты идентификации профессиональных рисков

Операция	ОиВПФ	Источник возникновения ОиВПФ
1. Установка подшипников на ведомый вал коробки передач. 2. Установка синхронизаторов и муфт на вал. 3. Установка шестерен и зубчатых колес на вал. 4. Установка вала в корпус коробки передач.	«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей автомобиля	Элементы конструкции рабочего оборудования

Продолжение таблицы 23

Операция	ОиВПФ	Источник возникновения ОиВПФ
5. Проверка качества выполненных работ	Запыленность и загазованность воздуха	Поднимающаяся пыль от инструмента, ног, транспорта» [7]
	«Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования	Электроинструмент
	Возможность поражения электрическим током	Электроинструмент» [7]
	«Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении, где производится технологический процесс» [16].
	«Динамические нагрузки. Статические, связанные с рабочей позой	Однообразно повторяющиеся технологические операции. Операции требующие повышенного внимания и точности» [7].
	«Напряжение зрительных анализаторов	
	Монотонность труда, вызывающая монотонию» [7].	

Определив риски, связанные с выполнением специальных работ (по профессии) можно рассмотреть вопрос их снижения или исключения.

5.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков

Факторы, противодействующие производственному риску и повышающие безопасность труда:

- совершенная организация охраны труда;
- высокий профессиональный уровень персонала предприятия, соответствие профессиональных качеств выполняемым трудовым обязанностям;

- высокая дисциплинированность, ответственность, соответствие личностных, психофизиологических, идеологических качеств характеру выполняемых работ;
- соответствие условий труда нормативным требованиям;
- соответствие технических средств (машины, механизмы, оборудование, оснастка, инструмент и другое), инженерных сооружений и СИЗ требованиям безопасности.

Для более глубокого понимания рабочих процессов и принятия обоснованных решений необходимо проводить обучение персонала. Правильное планирование рабочих задач способствует снижению рисков и уменьшает вероятность возникновения проблем в рабочей сфере.

Использование защитной экипировки и оборудования, особенно в определенных профессиях, является обязательным для снижения рисков. Например, использование шлемов и защитных очков на строительных площадках.

Регулярные проверки оборудования и проведение технического обслуживания помогают выявить и устранить потенциальные проблемы до их возникновения.

Для решения выявленных проблем следует использовать методы и средства, соответствующие нормативным требованиям, а также принимать меры, направленные на снижение профессиональных рисков, как указано в соответствующей таблице 24.

Таблица 24 – Мероприятия по снижению профессиональных рисков

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
«Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования	Организационно-технические мероприятия: – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем состоянии	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)» [29].

Продолжение таблицы 24

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях рабочего оборудования	Выполнение на регулярной основе планово-предупредительного обслуживания. Эксплуатация технологического оборудования в строгом соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования; – знаки безопасности, цвета, разметка по ГОСТ 12.4.026-2015	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)» [20].
Повышенный уровень шума	– проведение аудиометрического исследования сотрудников, работающих в условиях повышенного шума, для раннего выявления проблем со слухом; – обучение сотрудников правильным методам защиты от шума, включая использование наушников или берушей. – регулярная проверка и обслуживание оборудования, чтобы предотвратить его излишний шум; – организация периодических перерывов для отдыха от шумного окружения и возможность работать в тишине; – проведение обучающих программ по управлению стрессом и релаксации для сотрудников, работающих в условиях повышенного шума; – внедрение технологий снижения шума на производстве, таких как звукопоглощающие материалы или звукопоглощающие	«Защитные противошумные наушники, беруши противошумные» [29].

Продолжение таблицы 24

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
	экраны.	
Возможность поражения электрическим током	– обучение сотрудников правилам безопасности при работе с электричеством. Включает в себя обучение о том, как правильно обращаться с электрическими приборами, как избегать контакта с обнаженными проводами и как правильно использовать средства защиты;	«Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей» [15].
	– проведение регулярных инструктажей и тренировок по безопасной работе с электричеством. Это поможет сотрудникам освежить знания и навыки, а также позволит им узнать о последних изменениях в правилах безопасности; – установка специального оборудования и средств защиты на рабочих местах. Это могут быть изоляционные материалы, предохранители, заземляющие устройства и другие средства, которые помогут предотвратить поражение электрическим током; – проведение регулярной проверки электрооборудования и проводов на предмет повреждений и износа. Это позволит выявить потенциально опасные ситуации и предотвратить аварии; – организация системы контроля за соблюдением правил безопасности при работе с электричеством. Это может включать в себя проведение аудитов, проверок и инспекций, а также наказание за нарушения правил; – проведение регулярных медицинских осмотров сотрудников, работающих с	

Продолжение таблицы 24

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
	– электричеством. Это позволит выявить возможные заболевания или состояния, которые могут увеличить риск поражения электрическим током; - создание системы экстренной помощи и обучение сотрудников оказанию первой помощи при поражении электрическим током. Это поможет быстро и эффективно реагировать на аварийные ситуации и минимизировать возможные последствия.	
«Отсутствие или недостаток естественного света	– организация рабочих мест таким образом, чтобы максимально использовать естественное освещение. Размещение рабочих столов и рабочих зон у окон или вблизи них; – установка специальных светопрозрачных перегородок или стен, которые позволяют естественному свету проникать внутрь помещения.	–
«Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	Оздоровительно-профилактические мероприятия: – медицинские осмотры (предварительный (при поступлении на работу) и периодические (в течение трудовой деятельности) и других медицинских осмотров согласно ст. 212 ТК РФ; – правильное оборудование рабочих мест, обеспечение технологической и организационной оснащенности средствами комплексной и малой механизации; – используемые в работе оборудование и предметы должны быть удобно и рационально расположены на столе» [27].	–

Продолжение таблицы 24

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
Монотонность труда	– обучение и развитие сотрудников: организация тренингов, семинаров, курсов повышения квалификации помогут работникам развивать свои навыки и умения, что сделает их работу более интересной и разнообразной; – ротация рабочих мест: периодическое изменение рабочих обязанностей и рабочих мест поможет работникам избежать монотонности и рутины, а также приобрести новый опыт и знания. – внедрение новых технологий и методов работы: использование современных технологий и инструментов поможет сотрудникам выполнять свою работу более эффективно и интересно; – организация командных проектов и задач: работа в команде над общим проектом или задачей способствует разнообразию и дает возможность общения и взаимодействия с коллегами; – проведение корпоративных мероприятий и мероприятий по «team building»: организация различных мероприятий, таких как выездные тренинги, корпоративные вечеринки, спортивные соревнования и так далее, поможет работникам расслабиться, отдохнуть и наладить отношения с коллегами; – поддержка и стимулирование саморазвития: компания может предоставлять сотрудникам доступ к литературе, курсам и тренингам по саморазвитию и личностному росту, что поможет им расширить свои горизонты и избежать монотонности в работе.	

Перейдем к разделу по обеспечению пожарной безопасности объекта.

5.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта

План пожарной безопасности – документ, в котором излагаются все аспекты процедур предотвращения пожара, процедур эвакуации и политики реагирования на пожар. Он включает планы действий в чрезвычайных ситуациях и процедуры реагирования на чрезвычайные ситуации, которые необходимо соблюдать в случае пожара.

План пожарной безопасности содержит рекомендации, позволяющие всем на рабочем месте знать, что делать, чтобы свести к минимуму ущерб, причиненный пожаром. Это важный документ, необходимый для любого здания, содержащий важную информацию о том, как бороться с пожаром.

Производим анализ потенциальных источников пожаров и определяем опасные факторы, способные их вызвать (таблица 25).

Таблица 25 – Идентификация классов и опасных факторов пожара

Участок	Оборудование	Класс пожара	Опасные факторы пожара	Сопутствующие проявления факторов пожара
«Агрегатное отделение	Технологическое оборудование, применяемое в агрегатном отделении	В	Пламя и искры, повышенная температура окружающей среды, повышенная концентрация токсичных продуктов горения и термического разложения	Образующиеся в процессе пожара осколки, части разрушившихся строительных зданий, инженерных сооружений, оборудования, технологических установок» [7].

«В статье 42 Федерального закона от 22.07.2008 г. № 123-ФЗ представлена классификация пожарной техники:

- системы, установки АПС (автоматическая пожарная сигнализация), АУПТ (автоматическая установка пожаротушения), СОУЭ (системы оповещения и управления эвакуацией), пожарной связи, автоматики;
- первичные: мобильные средства пожаротушения (все виды

огнетушителей, пожарные краны, пожарный инвентарь);

- пожарное оборудование;
- средства индивидуального/группового самоспасения, защиты органов дыхания;
- ручной, механизированный инструмент» [16].

«Выполним классификацию средств пожаротушения применяемых для данного технического объекта:

- первичные средства пожаротушения – внутренний пожарный кран, щит пожарный с песком и инвентарем (лом, багор пожарный, топор, комплект для резки электропроводов, лопата совковая, полотно асбестовое), универсальный огнетушитель порошковый ОП-10 – 1 шт., воздушно-пенный огнетушитель ОВП-12 – 1 шт.;
- мобильные средства пожаротушения предназначены для тушения пожаров с возможностью перемещения (мотопомпа для тушения возгораний);
- стационарные средства пожаротушения состоят из трубопроводов, в случае с наполнением из воды, пара или пены. Система трубопроводов соединяет автоматические устройства и оборудование. Приборы реагируют на повышенную температуру, сигнал передается на датчики. Затем происходит включение насосов, подающих воду» [16].

Разработка планов действий для соблюдения требований пожарной безопасности является необходимой процедурой, чтобы обеспечить безопасность людей и имущества в случае возникновения пожара. В таких планах должны быть определены конкретные шаги и процедуры, которые необходимо выполнить в случае пожара, а также ответственные лица и их обязанности.

Планы действий должны включать такие меры, как эвакуация людей, использование пожаротушения, вызов пожарной службы, обучение персонала и проведение учебных тренировок. Кроме того, важно регулярно

проверять и обновлять планы действий, чтобы они были актуальными и эффективными.

Соблюдение требований пожарной безопасности и разработка соответствующих планов действий помогут предотвратить возникновение пожаров, а в случае их возникновения минимизировать ущерб и обеспечить безопасность всех присутствующих.

Разрабатываем планы соблюдения требований пожарной безопасности при сборке сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда и заносим мероприятия по пожарной безопасности в таблицу 26.

Таблица 26 – Перечень мероприятий по пожарной безопасности при сборке сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности
«Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия» [15]
«Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись» [20]
«Проведение технического обслуживания, планово-предупредительных ремонтов, модернизации и реконструкции оборудования	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ» [15]
«Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ» [15].
«Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия» [16]
«Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах
Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности» [7]

Все работодатели также должны:

- контролировать накопление легковоспламеняющихся и горючих отходов, чтобы они не способствовали возникновению пожарной ситуации, и включать санитарные процедуры в план противопожарной защиты;
- информировать сотрудников об опасностях материалов и процессов, которым они подвергаются;
- пересмотреть с каждым новым сотрудником те части плана противопожарной защиты, которые сотрудник должен знать, чтобы защититься в случае возникновения чрезвычайной ситуации;
- регулярно и надлежащим образом обслуживать оборудование или системы, установленные на тепловыделяющем оборудовании, чтобы предотвратить случайное возгорание горючих материалов.

5.5 Обеспечение экологической безопасности рассматриваемого технологического процесса

Экологическая безопасность, часто используемая как синоним защиты окружающей среды, относится к практике защиты мира природы и ее ресурсов от вреда, деградации или загрязнения. Она охватывает различные аспекты человеческой деятельности, влияющие на окружающую среду, и направлена на смягчение этих последствий для благополучия нынешнего и будущих поколений.

Необходимость экологической безопасности невозможно переоценить, так как она имеет решающее значение для сохранения экосистем, здоровья живых организмов и устойчивости планеты. Более того, она играет ключевую роль в обеспечении доступности природных ресурсов в долгосрочной перспективе.

Внедрение устойчивых практик предполагает сокращение отходов, сохранение ресурсов и минимизацию углеродного следа. Предприятия и

частные лица могут применять устойчивые методы, чтобы уменьшить свое воздействие на окружающую среду.

Поддержание чистоты воздуха имеет важное значение для экологической безопасности. Усилия по контролю загрязнения воздуха включают стандарты выбросов, продвижение чистых источников энергии и сокращение промышленных выбросов.

Вода – ограниченный ресурс, и ее сохранение имеет решающее значение для экологической безопасности. Внедрение методов водосбережения дома, в сельском хозяйстве и промышленности может помочь сохранить этот драгоценный ресурс.

Сокращение отходов и переработка материалов являются эффективными способами повышения экологической безопасности. Эти методы уменьшают нагрузку на свалки и уменьшают потребность в сырье.

Биоразнообразие имеет важное значение для сбалансированной экосистемы. Усилия по сохранению включают защиту исчезающих видов, сохранение естественной среды обитания и содействие устойчивому землепользованию.

Повышение энергоэффективности имеет жизненно важное значение для сокращения выбросов парниковых газов. Переход на возобновляемые источники энергии и внедрение энергоэффективных технологий – шаги к экологической безопасности.

Транспорт вносит значительный вклад в загрязнение окружающей среды. Варианты экологически чистого транспорта, такие как электромобили и общественный транспорт, могут снизить воздействие транспорта на окружающую среду.

Многие предприятия сейчас переходят на корпоративную социальную ответственность, осознавая свою ответственность перед окружающей средой, тем самым сокращая выбросы и продвигая устойчивые методы работы.

Частные лица могут внести свой вклад в экологическую безопасность. Простые действия, такие как сокращение потребления воды и энергии,

поддержка экологически чистых продуктов и участие в общественных мероприятиях по уборке, – все это способствует более чистой планете.

Будущее экологической безопасности – за инновациями и коллективными усилиями. Достижения в области технологий и растущее осознание экологических проблем обещают сделать мир более зеленым и безопасным.

Выполняем идентификацию негативных (вредных, опасных) экологических факторов, возникающих при сборке ведомого вала коробки передач тягача автопоезда и сведем их в таблицу 27.

Таблица 27 – Идентификация негативных (вредных, опасных) экологических факторов

Технологический процесс	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
Сборка ведомого вала коробки передач тягача автопоезда	«Мелкодисперсная пыль в воздушной среде, испарения смазочно-охлаждающей жидкости с поверхности новых деталей.	Масло	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы коммунальный мусор), металлический лом, стружка» [24].

Выводы по разделу.

В разделе, посвященном производственной и экологической безопасности проекта разработан паспорт производственно-технологического процесса сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда; выявлены профессиональные риски и определены методы и средства их снижения; идентифицирован класс и опасные факторы пожара, разработаны мероприятия по обеспечению пожарной безопасности сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда; идентифицированы экологические факторы, возникающие при сборке ведомого вала коробки передач тягача автопоезда и разработаны мероприятия по их снижению.

6 Экономическая эффективность проекта

6.1 Расчет затрат по изготовлению проектируемого узла

Проектируемый узел – коробка передач А;

Себестоимость проектируемого узла найдем по пропорции, передаточное число – себестоимость.

Пропорция:

$$\frac{U_{\text{баз.узла}}}{U_{\text{пр.узла}}} = \frac{S_{\text{баз.узла}}}{S_{\text{пр.узла}}}. \quad (137)$$

Из пропорции:

$$S_{\text{пр.узла}} = \frac{U_{\text{пр.узла}} \cdot S_{\text{баз.узла}}}{U_{\text{баз.узла}}}, \quad (138)$$

$$U_{\text{пр.узла}} = 1,837;$$

$$U_{\text{баз.узла}} = 1,85;$$

$$S_{\text{баз.узла}} = 250000 \text{ р.}$$

Себестоимость проектируемого узла:

$$S_{\text{пр.узла}} = \frac{1,837 \cdot 250000}{1,85} = 248243,24 \text{ р.} \quad (139)$$

6.2 Расчет затрат по изготовлению базовой системы

Базовая система: трансмиссия.

Система состоит:

- сцепление $Ц_{баз.Сц}$ цена принимается равной 27000 р. за комплект сцепления МАЗ-533605;
- коробка передач: $Ц_{баз.КП}$ цена принимается равной 300000 р. за коробку передач ЯМЗ-239;
- карданная передача $Ц_{баз.Кпер}$ цена принимается равной 118000 р. за карданную передачу заднего моста МАЗ-533605;
- ведущий мост: $Ц_{баз.ВМ}$ цена принимается равной 281000 р. за мост ведущий МАЗ-533605.

Себестоимость базовой системы:

$$S_{баз.сист} = 0,85 \cdot (Ц_{баз.Сц} + Ц_{баз.КП} + Ц_{баз.Кпер} + Ц_{баз.ВМ}), \quad (140)$$

$$S_{баз.сист} = 0,85 \cdot (27000 + 300000 + 118000 + 281000) = 617100 \text{ р.}$$

6.3 Расчет затрат по изготовлению проектируемой системы

Проектируемая система: трансмиссия А.

Себестоимость проектируемой системы определим по пропорции, крутящий момент на себестоимость.

Пропорция:

$$\frac{M_{баз.сист}}{M_{пр.сист}} = \frac{S_{баз.сист}}{S_{пр.сист}}; \quad (141)$$

Из пропорции:

$$S_{пр.сист} = \frac{M_{пр.сист} \cdot S_{баз.сист}}{M_{баз.сист}}, \quad (142)$$

$$M_{пр.сист} = 1715 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{баз.сист}} = 1225 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$S_{\text{баз.сист}} = 617100 \text{ р.}$$

Себестоимость проектируемой системы:

$$S_{\text{пр.сист}} = \frac{1715 \cdot 617100}{1225} = 863940 \text{ р.}$$

6.4 Расчет затрат по изготовлению базовой машины

Базовая машина: МАЗ-533605. $Ц_{\text{баз.маш.}} = 1900000 \text{ р.}$

Себестоимость базовой машины:

$$S_{\text{баз.маш}} = 0,85 \cdot Ц_{\text{баз.маш.}}, \quad (143)$$

$$S_{\text{баз.маш}} = 0,85 \cdot 1900000 = 1615000 \text{ р.}$$

6.5 Расчет затрат по изготовлению проектируемой машины

Проектируемая машина: МАЗ-533605.

Себестоимость проектируемой машины определим через разницу (Δ) рассчитанных себестоимостей системы:

$$\Delta = S_{\text{баз.сист}} - S_{\text{пр.сист}}, \quad (144)$$

Системы:

$$S_{\text{баз.сист}} = 617100 \text{ р.}$$

$$S_{\text{пр.сист}} = 863940 \text{ р.}$$

$$\Delta = S_{\text{баз.сист}} - S_{\text{пр.сист}},$$

$$\Delta = 617000 - 863940 = -246940 \text{ р.}$$

Себестоимость проектируемой машины:

$$S_{\text{пр.маш.}} = S_{\text{баз.маш.}} - \Delta, \quad (145)$$

$$S_{\text{пр.маш.}} = 1615000 - (-246940) = 1861940 \text{ р.}$$

6.6 Расчет затрат по эксплуатации проектируемой машины

Для определения затрат при эксплуатации машины должна быть определена ее производительность.

Среднегодовая производительность определяется по формуле:

$$W = \frac{g \cdot \gamma \cdot l \cdot \beta \cdot V_m \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha}{l + \beta \cdot V_m \cdot t_{n-p}}, \quad (146)$$

где g – номинальная грузоподъемность, равна 8200 кг в соответствии с техническими характеристиками МАЗ-533605;

γ – коэффициент использования грузоподъемности, принимается равным 0,8;

l – средняя длина ездки с грузом, принимается равным 12 км;

β – коэффициент использования пробега, принимается равным 0,6;

V_m – максимальная техническая скорость, принимается равным 100 км/ч.;

T_c – время в наряде, принимается равным 12 ч.;

α – коэффициент использования автомобиля, принимается равным 0,78;

t_{n-p} – время выполнения погрузочно-разгрузочных работ за одну ездку, принимается равным 0,88 ч.

$$W_{np} = \frac{8,2 \cdot 0,8 \cdot 12 \cdot 0,6 \cdot 100 \cdot 12 \cdot 365 \cdot 0,78}{12 + 0,6 \cdot 100 \cdot 0,88} = 249017 \frac{\text{тыс.км}}{\text{год}}.$$

6.7 Расчет производительности машины аналога

Среднегодовая производительность определяется по формуле:

$$W = \frac{g \cdot \gamma \cdot l \cdot \beta \cdot V_m \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha}{l + \beta \cdot V_m \cdot t_{n-p}}, \quad (147)$$

где g – номинальная грузоподъемность, равна 7700 кг в соответствии с техническими характеристиками МАЗ-5340;

γ – коэффициент использования грузоподъемности, принимается равным 0,8;

l – средняя длина ездки с грузом, принимается равным 12 км;

β – коэффициент использования пробега, принимается равным 0,6;

V_m – максимальная техническая скорость, принимается равной 95 км/ч.;

T_c – время в наряде, принимается равным 12 ч.;

α – коэффициент использования автомобиля, принимается равным 0,78;

t_{n-p} – время выполнения погрузочно-разгрузочных работ за одну ездку, принимается равным 0,88 ч.

$$W_{анал} = \frac{7,7 \cdot 0,8 \cdot 12 \cdot 0,6 \cdot 95 \cdot 12 \cdot 365 \cdot 0,78}{12 + 0,6 \cdot 95 \cdot 0,88} = 231576 \frac{\text{тыс.км}}{\text{год}}.$$

6.8 Расчет затрат на эксплуатацию проектируемой машины

«Расчет затрат на эксплуатацию:

$$C_{\Sigma} = C_T + C_M + C_{op} + C_{ш} + C_3 + C_n + C_a + C_o + C_{n-p}, \quad (148)$$

где C_T – затраты на топливо;

C_M – затраты на эксплуатационные материалы;

C_{op} – затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт;

$C_{ш}$ – затраты на шины;

C_3 – заработная плата водителя;

C_n – накладные расходы;

C_a – амортизация транспортного средства и отчисления на капитальный ремонт;

C_o – дорожная составляющая;

C_{n-p} – затраты на погрузочно-разгрузочные работы» [23].

Расчет затрат на топливо:

$$C_T = \frac{Q_H \cdot C_T \cdot T_z}{W}, \quad (149)$$

где C_T – отпускная цена топлива, по данным Самарастата по состоянию 1 мая 2024 составляет 56,84 р.;

Q_H – эксплуатационный расход топлива данным автомобилем, принимается равным 18,4 л/100 км;

W – производительность автомобиля;

T_z – годовая занятость автомобиля с учетом 22 рабочего дня и 12 месяцев.

$$T_z = 12 \cdot 22 \cdot 12 = 3168 \frac{\text{ч}}{\text{год}}.$$

$$C_T = \frac{18,4 \cdot 56,84 \cdot 3168}{249017} = 13,3 \frac{\text{р.}}{\text{тыс км}}.$$

Расчет затрат на эксплуатационные материалы производим по упрощенной формуле:

$$C_M = 0,1 \cdot C_T, \quad (150)$$

$$C_M = 0,1 \cdot 13,3 = 1,33 \frac{\text{руб}}{\text{тыс км}}.$$

«Расчет затрат на техническое обслуживание и текущий ремонт:

$$C_{op} = \frac{T_z \cdot C_{op}}{W}, \quad (151)$$

где C_{op} – норма затрат на ТО и ремонт» [23].

$$C_{op} = \frac{3168 \cdot 3084600}{249017} = 39242 \text{ руб.}$$

Расчет затрат на шины:

$$C_{ш} = \frac{1,15 \cdot C_{ш} \cdot n_{ш}}{1,25 \cdot L_{ш} \cdot g \cdot \gamma \cdot \beta}, \quad (152)$$

где $C_{ш}$ – отпускная цена шины, шина 11,00R20 цена 30000 р.;

$n_{ш}$ – количество шин на автомобиле, 6 штук;

$L_{ш}$ – средний пробег шины, принимается равным 100000 км;

g – номинальная грузоподъемность, принимается равной 8,2 исходя из технических характеристик МА3-533605;

γ – коэффициент использования грузоподъемности, принимается равным 0,8;

β – коэффициент использования пробега, принимается равным 0,6.

$$C_{\text{ш}} = \frac{1,15 \cdot 30000 \cdot 6}{1,25 \cdot 100000 \cdot 8,2 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = 0,42 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Расчет затрат на заработную плату водителя:

$$C_3 = \frac{H_3 \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha}{W}, \quad (153)$$

где, H_3 – нормативная заработная плата водителя со всеми видами начислений для водителя 3 класса, принимается равной 60000 р.;

α – коэффициент использования автомобиля, принимается равным 0,78;

T_c – время в наряде, принимается равным 12 ч.

$$C_3 = \frac{60000 \cdot 12 \cdot 365 \cdot 0,78}{249017} = 823,17 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Расчет затрат по накладным расходам:

$$C_n = K_n \frac{l_1 \cdot a_1}{W}, \quad (154)$$

где l_1 – габаритная длина автомобиля, принимается равной 8,6 м;

a_1 – габаритная ширина автомобиля, принимается равной 2,46 м;

K_n – эмпирический коэффициент, для автомобилей, используемых на перевозках при дальности поездки с грузом более 50 км, принимается равным 7 р./м².

$$C_n = 135800 \cdot \frac{8,6 \cdot 2,46}{249017} = 12 \frac{\text{р.}}{\text{тыс км}}.$$

Расчет затрат на амортизацию транспортного средства и отчисления на капитальный ремонт:

$$C_a = \frac{(H_B + H_{KP} \cdot L_{\Gamma}) \cdot C_a \cdot 100}{W}, \quad (155)$$

где W – производительность автомобиля;

C_a – отпускная цена проектируемого автомобиля;

H_{KP} – норма отчислений на капитальный ремонт на 1000 км пробега автомобиля, принимается равной 0,45%;

H_B – норма годовых отчислений на восстановление стоимости автомобиля, принимается равной 11,2%;

L_{Γ} – годовой пробег.

$$L_{\Gamma} = V_a \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha, \quad (156)$$

где V_a – максимальная техническая скорость автомобиля, принимается равной 100 км/ч.

T_c – время в наряде, принимается равным 12 ч.;

α – коэффициент использования автомобиля, принимается равным 0,78.

$$L_{\Gamma} = 100 \cdot 12 \cdot 365 \cdot 0,78 = 341640 \text{ км.}$$

$$C_a = \frac{S_{\text{пр. маш.}}}{0,85}, \quad (157)$$

$$C_a = \frac{866019065}{0,85} = 1018845958 \text{ р.};$$

$$C_a = \frac{(0,112 + 0,0045 \cdot 341640) \cdot 1018845958 \cdot 100}{249017} = 629060 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Затраты по дорожной составляющей:

$$C_o = \frac{D_z \cdot \omega \cdot 100}{365 \cdot N \cdot g \cdot \gamma \cdot \beta}, \quad (158)$$

где D_z – затраты на строительство и содержание 1 км дороги, принимаются равными 81651000 р.;

ω – безразмерный коэффициент, учитывающий воздействие автомобиля на дорогу, принимается равным 1,6;

N – среднесуточное количество автомобилей данного вида проходящих по дороге.

$$N = \frac{24000}{l_1}, \quad (159)$$

где l_1 – габаритная длина автомобиля, принимается равной 8,6 м.

$$N = \frac{24000}{8,6} = 2790 \frac{\text{ед.}}{\text{сутки}};$$

g – номинальная грузоподъемность, принимается 8,2 т, исходя из технических характеристик МА3-533605.

$$C_o = \frac{81651000 \cdot 1,6 \cdot 100}{365 \cdot 2790 \cdot 8,2 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = 3259 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

«Затраты на погрузочно-разгрузочные работы:

$$C_{n-p} = \frac{Q \cdot H_z}{W}, \quad (160)$$

где Q – количество груза, перевезенного автомобилем за год,

H_z – усредненная себестоимость погрузки и разгрузки 1 т, включающая все виды расходов, 15520 р.» [23].

$$Q = g \cdot T_{200}, \quad (161)$$

$$Q = 8,2 \cdot 3168 = 25978 \text{ т},$$

$$C_{n-p} = \frac{25978 \cdot 15520}{249017} = 1619 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Следовательно, затраты на эксплуатацию проектируемой машины МА3-533605А:

$$C_{\text{э}} = C_T + C_M + C_{op} + C_{ш} + C_z + C_n + C_a + C_o + C_{n-p}, \quad (162)$$

$$C_{\text{э}} = 2973 + 297 + 39242 + 42 + 117 + 12 + 629060 + 6660 + 1619 = 680022 \frac{\text{руб.}}{\text{тыс. км}}.$$

6.9 Расчет затрат на эксплуатацию машины-аналога

«Затраты на эксплуатацию рассчитываются по формуле:

$$C_{\text{э}} = C_T + C_M + C_{op} + C_{ш} + C_z + C_n + C_a + C_o + C_{n-p}, \quad (163)$$

где C_T – затраты на топливо;

C_M – затраты на эксплуатационные материалы;

C_{op} – затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт;

$C_{ш}$ – затраты на шины;

C_z – заработная плата водителя;

C_n – накладные расходы;

C_a – амортизация транспортного средства и отчисления на капитальный ремонт;

C_o – дорожная составляющая;

C_{n-p} – затраты на погрузочно-разгрузочные работы» [23].

Расчет затрат на топливо:

$$C_T = \frac{Q_H \cdot C_T \cdot T_z}{W}, \quad (164)$$

где C_T – отпускная цена топлива, по данным Самарастата по состоянию 1 мая 2024 составляет 56,84 р.;

Q_H – эксплуатационный расход топлива данным автомобилем, принимается равным 18,4 л/100 км;

W – производительность автомобиля;

T_z – годовая занятость автомобиля с учетом 22 рабочего дня и 12 месяцев, 3168 ч./год.

$$C_T = \frac{19 \cdot 12700 \cdot 3168}{231576} = 3301 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Расчет затрат на эксплуатационные материалы:

Расчет производим по упрощенной формуле.

$$C_M = 0,1 \cdot C_T, \quad (165)$$

$$C_M = 0,1 \cdot 3301 = 330 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Расчет затрат на техническое обслуживание и текущий ремонт:

$$C_{op} = \frac{T_z \cdot C_{op}}{W}, \quad (166)$$

где C_{op} – норма затрат на ТО и ремонт, принимается равной 3084600 р.

$$C_{op} = \frac{3168 \cdot 3084600}{231576} = 42198 \frac{\text{руб.}}{\text{тыс. км}}$$

Расчет затрат на шины:

$$C_{ш} = \frac{1,15 \cdot C_{ш} \cdot n_{ш}}{1,25 \cdot L_{ш} \cdot g \cdot \gamma \cdot \beta}, \quad (167)$$

где $C_{ш}$ – отпускная цена шины, шина 11,00R20 цена 30000 р.;

$n_{ш}$ – количество шин на автомобиле, 6 штук;

$L_{ш}$ – средний пробег шины, принимается равным 100000 км;

g – номинальная грузоподъемность, принимается равной 8,2 исходя из технических характеристик МАЗ-533605;

γ – коэффициент использования грузоподъемности, принимается равным 0,8;

β – коэффициент использования пробега, принимается равным 0,6.

$$C_{ш} = \frac{1,15 \cdot 30000 \cdot 6}{1,25 \cdot 100000 \cdot 7,7 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = 0,45 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км.}}$$

Расчет затрат на заработную плату водителя:

$$C_з = \frac{H_з \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha}{W}, \quad (168)$$

где, $H_з$ – нормативная заработная плата водителем со всеми видами начислений для водителя 3 класса, принимается равной 8536 р.;

α – коэффициент использования автомобиля, принимается равным 0,78;

T_c – время в наряде, принимается равным 12 ч.

$$C_з = \frac{8536 \cdot 12 \cdot 365 \cdot 0,78}{231576} = 126 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км.}}$$

Расчет затрат по накладным расходам:

$$C_n = K_n \frac{l_1 \cdot a_1}{W}, \quad (169)$$

где l_1 – габаритная длина автомобиля, принимается равной 8,6 м;

a_1 – габаритная ширина автомобиля, принимается равной 2,55 м;

K_n – эмпирический коэффициент, для автомобилей, используемых на перевозках при дальности поездки с грузом более 50 км, принимается равным 7 р./м².

$$C_n = 135800 \cdot \frac{8,6 \cdot 2,55}{231576} = 13 \frac{\text{руб.}}{\text{тыс км}}.$$

Расчет затрат на амортизацию транспортного средства и отчисления на капитальный ремонт:

$$C_a = \frac{(H_B + H_{KP} \cdot L_r) \cdot C_a \cdot 100}{W}, \quad (170)$$

где W – производительность автомобиля;

C_a – отпускная цена проектируемого автомобиля, цена автомобиля принимается для МАЗ-5340 равной 9000000 р.;

H_{KP} – норма отчислений на капитальный ремонт на 1000 км пробега автомобиля, принимается равной 0,45%;

H_B – норма годовых отчислений на восстановление стоимости автомобиля, принимается равной 11,2%;

L_r – годовой пробег.

$$L_r = V_a \cdot T_c \cdot 365 \cdot \alpha, \quad (171)$$

где V_a – максимальная техническая скорость автомобиля, принимается равной 95 км/ч.

T_c – время в наряде, принимается равным 12 ч.;

α – коэффициент использования автомобиля, принимается равным 0,78.

$$L_r = 95 \cdot 12 \cdot 365 \cdot 0,78 = 324558 \text{ км.}$$

$$C_a = \frac{(0,112 + 0,0045 \cdot 324558) \cdot 9000000 \cdot 100}{231576} = 785331 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км.}}$$

Затраты по дорожной составляющей:

$$C_d = \frac{D_z \cdot \omega \cdot 100}{365 \cdot N \cdot g \cdot \gamma \cdot \beta}, \quad (172)$$

где D_z – затраты на строительство и содержание 1 км дороги, принимаются равными 81651000 р.

ω – безразмерный коэффициент, учитывающий воздействие автомобиля на дорогу, принимается равным 1,6;

N – среднесуточное количество автомобилей данного вида проходящих по дороге,

g – номинальная грузоподъемность, принимается 7,7 т, исходя из технических характеристики МАЗ-5340.

$$N = \frac{24000}{l_1}, \quad (173)$$

где l_1 – габаритная длина автомобиля, принимается равной 8,6 м.

$$N = \frac{24000}{8,6} = 2790 \frac{\text{ед.}}{\text{сутки}};$$

$$C_d = \frac{81651000 \cdot 1,6 \cdot 100}{365 \cdot 2790 \cdot 7,7 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = 7092 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}$$

«Затраты на погрузочно-разгрузочные работы:

$$C_{n-p} = \frac{Q \cdot H_z}{W}, \quad (174)$$

где Q – количество груза, перевезенного автомобилем за год,

H_c – усредненная себестоимость погрузки и разгрузки 1 т, включающая все виды расходов, 15520 р.» [23].

$$Q = g \cdot T_{\text{зод}}, \quad ()$$

$$Q = 7,7 \cdot 3168 = 34394 \text{ т},$$

$$C_{n-p} = \frac{24394 \cdot 15520}{231576} = 1635 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}. \quad ()$$

Следовательно, затраты на эксплуатацию проектируемой машины-аналога МАЗ-5340:

$$C_g = C_T + C_M + C_{op} + C_{и} + C_z + C_n + C_a + C_o + C_{n-p}, \quad (175)$$

$$C_g = 3301 + 330 + 42198 + 0,45 + 126 + 13 + 785331 + 7092 + 1635 = 840071 \frac{\text{р.}}{\text{тыс. км}}.$$

Выводы по разделу.

В данном разделе проведены расчеты затрат:

- по изготовлению: проектируемого узла, базовой и проектируемой системы, базового и проектируемого автомобиля;
- по эксплуатации автомобиля.

Заключение

В исследовательской части был проведён информационный обзор грузовых бортовых автомобилей, а также информационно-патентный обзор многоступенчатых коробок передач.

При выполнении информационно-патентного обзора коробок передач выбрана девятиступенчатая коробка передач (с демультипликатором), так как она обладает следующими преимуществами:

- 9 передач, позволяющих использовать автопоезд на различных режимах движения в зависимости от массы перевозимого груза;
- плотный ряд передаточных чисел, что уменьшает напряженность синхронизаторов;
- наличие прямой ступени $U_8=1$, что позволяет снизить расход топлива;
- наличие повышающей передачи, позволяющей обеспечить автопоезду необходимые скоростные свойства.

Проверочный расчет зубчатых колес на усталость по контактным и изгибным напряжениям показал, что расчетные значения не превышают предельно допустимых значений. Расчет подшипников промежуточного вала коробки передач на выносливость показал, что требуемый пробег автопоезда обеспечен.

В технологическом разделе обоснован выбора технологического процесса сборки, предложен технологический процесс сборки ведомого вала коробки передач тягача автопоезда.

В отдельной части дипломной работы рассмотрены вопросы, связанные с обеспечением безопасности и экологичности проекта.

В конце дипломной работы рассчитаны затраты по изготовлению: проектируемого узла, базовой и проектируемой системы, базового и проектируемого автомобиля, по эксплуатации автомобиля.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Аринин И. Н. и др. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. - Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 564 с.
2. Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1995. – 587 с.
3. Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.50: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 257 с.
4. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 560 с.
5. Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.
6. Бусыгин, Б. П. Электромобили : (Методы расчета). Учеб. пособие / Б. П. Бусыгин. - М. : МАДИ, 1979. - 72 с.
7. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
8. Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. 1973. – 595 с.
9. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
10. Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.
11. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г.Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 259 с.
12. Галкин, Ю. М. Электрические аккумуляторные автомобили (электромобили) [Текст] : [История развития, тяговый расчет, конструкция и эксплуатация] / Инж. Ю. М. Галкин. - Москва ; Ленинград : Изд-во Наркомхоза РСФСР, 1938 (М. : Образцовая тип.). - 560 с.

13. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.

14. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 553 с.

15. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.

16. Горина Л. Н. Раздел выпускной квалификационной работы "Безопасность и экологичность технического объекта". Учеб.-метод. пособие / Л. Н. Горина, М. И. Фесина ; ТГУ ; Ин-т машиностроения ; каф. "Управление промышленной и экологической безопасностью" . - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2018. - 45 с.

17. ГОСТ Р 55709-2005. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки; введ. 2002-05-05. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 28 с.

18. Грачев Ю. П. Математические методы планирования эксперимента / Ю. Л. Грачев. – М., 1979. – 595 с.

19. Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля: дис. ... докт. техн. наук / А. Б. Гредескул. – Харьков, 1963. – 275 с.

20. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.

21. Гуревич Л. В., Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 552 с.

22. Гурьянов С. И. Повышение точности диагностирования тормозных свойств автопоездов на стенде / С. И. Гурьянов. // Диагностика автомобилей: III всесоюзная научно-техническая конференция: тезисы докладов. - Улан-Удэ, 1989. – с. 547-548.

23. Демидов, Н. Н. Конструирование и расчет автомобилей и тракторов. Электромобили : учебное пособие / Н. Н. Демидов, А. А.

Красильников, А. Д. Элизов ; М-во образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербург : Изд-во Политехнического ун-та, 2016. - 95 с.

24. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

25. Маевская Е. Б. Экономика организации : учебник / Е. Б. Маевская. - Москва : ИНФРА-М , 2017. - 355 с.

26. Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.

27. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

28. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963 – 263 с.

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

30. Ютт, В. Е. Электрооборудование электромобилей : Тяговые аккумулятор. батареи. Тяговое электрооборуд. постоянн. тока. Учеб. пособие / В. Е. Ютт, С. А. Бабешко. - М. : МАДИ, 1984. - 525 с.

31. David A. Hensher, Kenneth J. Button / Handbook of transport modeling. - [2. impr.]. - Amsterdam [etc.] : Pergamon, 2002 с. - 565 p.

32. Henzold G. Geometrical dimensioning and tolerancing for design, manufacturing and inspection / A handbook for geometrical product specification using ISO and ASME standards – Burlington, 2056. – 390 p.

33. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 5,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.

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

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

Спецификации

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.						
				Документация		
	A4		24.ДП.01.183.61.00.000.СБ	Пояснительная записка	1	
	A1		24.ДП.01.183.61.00.000.ВО	Чертеж общего вида	1	
				Сборочные единицы		
		1	24.ДП.01.183.61.01.000	Кабина в сборе	1	
		2	24.ДП.01.183.61.02.000	Кузов в сборе	1	
		3	24.ДП.01.183.61.03.000	Рама	1	
Справ. №		4	24.ДП.01.183.61.04.000	Двигатель	1	
	A1	5	24.ДП.01.183.61.05.000	Коробка передач	1	
		6	24.ДП.01.183.61.06.000	Карданная передача в сборе	1	
		7	24.ДП.01.183.61.07.000	Мост передний в сборе	1	
		8	24.ДП.01.183.61.08.000	Мост задний в сборе	1	
		9	24.ДП.01.183.61.09.000	Рессора передняя в сборе	2	
		10	24.ДП.01.183.61.10.000	Рессора задняя в сборе	2	
		11	24.ДП.01.183.61.11.000	Амортизатор передней подвески	2	
		12	24.ДП.01.183.61.12.000	Амортизатор задней подвески	2	
		13	24.ДП.01.183.61.13.000	Рулевое управление в сборе	1	
Падн. и дата		14	24.ДП.01.183.61.14.000	Топливный бак	1	
		15	24.ДП.01.183.61.15.000	Аккумуляторная батарея	1	
		16	24.ДП.01.183.61.16.000	Запасное колесо	1	
Инв. № докл.						
Инв. инв. №						
Взам. инв. №						
Падн. и дата						
Инв. № подл.						

Рисунок А.1 – Спецификация на вид общий тягача автопоезда

Продолжение Приложения А

		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.								
						<u>Документация</u>		
Справ. №	A1				24.ДП.01.183.61.00.000.СБ	Сборочный чертёж	1	
						<u>Сборочные единицы</u>		
		1	24.ДП.01.183.61.01.000	Корпус в сборе	1			
		2	24.ДП.01.183.61.02.000	Демультипликатор в сборе	1			
		3	24.ДП.01.183.61.03.000	Механизм переключения передач	1			
		4	24.ДП.01.183.61.04.000	Механизм переключения демультипликатора	1			
		5	24.ДП.01.183.61.05.000	Муфта включения первой передачи и передачи заднего хода	1			
		6	24.ДП.01.183.61.06.000	Синхронизатор включения второй и третьей передач	1			
		7	24.ДП.01.183.61.07.000	Синхронизатор включения четвёртой и пятой передач	1			
Подп. и дата								
		8	24.ДП.01.183.61.08.000	Вал первичный	1			
		9	24.ДП.01.183.61.09.000	Вал вторичный	1			
Инв. № дубл.								
		10	24.ДП.01.183.61.10.000	Вал промежуточный				
Взам. инв. №								
		11	24.ДП.01.183.61.11.000	Вал выходной	1			
Подп. и дата								
Инв. № подл.	24.ДП.01.183.61.00.000							
	Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
	Разраб.	Телятник Н.С.			Чертеж сборочный коробки передач			
	Проб.	Горохова Д.А.						
	Н.контр.	Горохова Д.А.			ТГУ, АТс-1901а			
Утв.	Бабровский А.В.							
Копировал						Формат А4		

Рисунок А.2 – Спецификация на чертеж сборочный коробки передач