

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 раздаточной коробки с дифференциалом типа
Torsen T-2 для автомобиля УАЗ-3163

Обучающийся

Е.А. Прибылов

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент И.В. Турбин

(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)

Тольятти 2024

Аннотация

Дипломный проект выполнен на тему: «Разработка раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen Т-2 для автомобиля УАЗ-3163».

Данный дипломный проект посвящен разработке раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen Т-2 для автомобиля УАЗ-3163.

Разработанный агрегат имеет высокие показатели долговечности и ремонтпригодности. При его проектировании были учтены современные достижения в практике автомобилестроения.

Целью работы является проектирование раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen Т-2 способной обеспечить оптимальное распределение крутящего момента между передним и задним ведущими осями, улучшая управляемость и проходимость транспортного средства.

Пояснительная записка содержит шесть разделов, введение и заключение, список используемой литературы и используемых источников, всего 115 страниц с приложением. Графическая часть содержит 10 листов формата А4, выполненных Компас 3D. Проект полностью соответствует выданному заданию.

В первом разделе выполнен информационный обзор раздаточных коробок и дифференциалов.

Во втором разделе выполнен тягово-динамический расчёт автомобиля.

В третьем разделе выполнены конструкторские расчеты проектируемой раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen Т-2.

В четвертом разделе выбрана организационная форма сборки, определена трудоемкость сборки, составлен технологический процесс сборки.

В пятом разделе рассмотрены вопросы напрямую связанные с обеспечением безопасности и экологичности проекта.

В шестом разделе рассмотрены вопросы экономической эффективности проекта.

Abstract

The title of the graduation work is: «The design development of the transfer case with a limited slip differential of the Torsen T-2 type for an all-wheel drive vehicle UAZ-3163.

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 transfer case with a limited slip differential of the Torsen T-2 type for an all-wheel drive vehicle UAZ-3163.

The transfer case with a limited slip differential of the Torsen T-2 type is an innovative technical solution that provides increased stability, throughput, reliability and vehicle control, which makes it an attractive choice for cars, including the UAZ-3163.

The results and conclusions of the work can be used to improve the characteristics of transfer cases of UAZ-3163 vehicles and increase the overall performance of the vehicle.

The aim of the work is to develop the design of the transfer case with a limited slip differential of the Torsen T-2 type for an all-wheel drive vehicle UAZ-3163.

The graduation work may be divided into several logically connected parts, which are: the informational review of transfer cases and differentials; the traction-dynamic calculation, the design development of a transfer case with a differential of the Torsen T-2 type for the UAZ-3163; determination of the organizational form of assembly of the designed transfer case, 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.....	5
1 Состояние вопроса	7
1.1 Обзор и анализ раздаточных коробок.....	7
1.2 Обзор и анализ дифференциалов.....	15
2 Тягово-динамический расчет	24
3 Конструкторская часть	38
4 Технологический раздел.....	72
4.1 Обоснование выбора технологического процесса.....	72
4.2 Разработка технологического процесса сборки.....	78
5 Производственная и экологическая безопасность проекта	85
5.1 Описание технологического процесса сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами с конструктивно- технологической и организационно-технической стороны.....	86
5.2 Идентификация профессиональных рисков.....	87
5.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков	89
5.4 Обеспечение пожарной безопасности технического объекта	95
5.5 Обеспечение экологической безопасности рассматриваемого технологического процесса.....	98
6 Экономическая эффективность проекта.....	101
Заключение	107
Список используемой литературы и используемых источников.....	108
Приложение А .Спецификация.....	112

Введение

На современном рынке автомобилей конкуренция становится все более острой, и производители стремятся предложить потребителям уникальные и эффективные модели. Одним из наиболее популярных типов автомобилей является полноприводный автомобиль, который обеспечивает уверенное движение в любых условиях.

Полноприводные автомобили становятся все более востребованными на рынке, так как они обладают улучшенной проходимостью и управляемостью. Эти автомобили особенно популярны среди водителей, которые живут в регионах с непредсказуемой погодой или любят активный отдых на природе.

Однако конкуренция в этом сегменте рынка также не стоит на месте. Множество производителей предлагают свои версии полноприводных автомобилей, поэтому важно следить за тенденциями и выбирать наиболее эффективные модели.

Эффективность полноприводных автомобилей зависит от многих факторов, включая качество материалов, технологии и инженерные решения. Важно выбирать автомобиль, который соответствует вашим потребностям и предпочтениям, чтобы получить максимальную отдачу от своей инвестиции.

Рынок автомобилей полноприводных транспортных средств постоянно растет и развивается. Разработка полноприводных автомобилей требует использования специальных технологий и компонентов. Одним из ключевых элементов таких автомобилей является раздаточная коробка. Она позволяет переключать режимы привода и обеспечивает оптимальное распределение мощности между передним и задним мостами.

Для эффективной работы полноприводного автомобиля необходимо также использование дифференциала. Он позволяет компенсировать разницу во вращении колес и обеспечивает плавное движение автомобиля по любому типу дороги.

Один из самых популярных типов дифференциалов - Torsen Т-2. Он обладает высокой эффективностью и надежностью, что делает его идеальным выбором для полноприводных автомобилей.

Примером такого автомобиля может служить УАЗ-3163. Он обладает отличной проходимостью и надежностью, что делает его популярным среди любителей активного отдыха и путешествий.

Целью дипломного проекта является разработка раздаточной коробки с дифференциалом повышенного трения, которая будет отвечать высоким показателям долговечности и ремонтпригодности.

При его проектировании были учтены современные достижения в практике автомобилестроения.

Проведенные расчеты в экономическом разделе проекта показывают экономическую целесообразность производства спроектированного узла.

1 Состояние вопроса

1.1 Обзор и анализ раздаточных коробок

«Раздаточная коробка предназначена для передачи и распределения крутящего момента к нескольким ведущим мостам автомобиля.

Для раздаточной коробки автомобиля повышенной проходимости функция распределения крутящего момента обычно не является единственной. Такие автомобили имеют высокие опорно-сцепные качества, что достигается за счет оптимального (при одинаковой ошиновке колес) распределения массы по ведущим колесам. Высокие опорно-сцепные качества таких автомобилей позволяют им реализовывать на ведущих колесах весьма значительные крутящие моменты, для получения которых необходимо иметь большое передаточное число в трансмиссии. В целях удешевления производства, большинство автомобилей повышенной проходимости выпускается на базе серийных автомобилей ограниченной проходимости. В трансмиссии таких автомобилей используется серийная коробка передач, передаточное число низшей передачи которой имеет относительно малое значение, недостаточное для того, чтобы автомобиль повышенной проходимости мог полностью реализовать высокие опорно-сцепные качества. Кроме того, для эффективной работы автомобиля повышенной проходимости диапазон передаточных чисел его трансмиссии должен быть примерно вдвое шире, что не позволяет коробка передач базового автомобиля» [1].

«Расширение передаточных чисел в трансмиссии автомобиля повышенной проходимости, в которой используется серийная коробка передач, и увеличение ее максимального передаточного числа достигается введением в раздаточную коробку дополнительной пары шестерен. Эта пара шестерен называется понижающей передачей или демультипликатором. Демультипликатор включается тогда, когда автомобиль попадает в тяжелые

дорожные условия. Его наличие позволяет удвоить количество передач в трансмиссии, увеличивая их значения на каждой, в том числе и первой, ступени серийной коробки передач» [2].

«На оригинальных автомобилях (не имеющих дорожных прототипов) повышенной проходимости коробки передач обычно проектируются с учетом более широкого диапазона передаточных чисел в трансмиссии, поэтому раздаточная коробка может и не иметь понижающей передачи» [3].

«Раздаточные коробки независимо от их конструктивной схемы должны удовлетворять следующим требованиям:

- распределять крутящий момент по ведущим мостам таким образом, чтобы обеспечивалась наилучшая проходимость автомобиля;
- иметь возможность создания больших передаточных чисел для преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля;
- иметь устройства, предотвращающие перегрузку деталей трансмиссии при включении демультипликатора;
- не создавать повышенных уровней шума;
- иметь высокий КПД» [33].

«Основным признаком классификации раздаточных коробок является тип привода. Если все выходные валы раздаточной коробки имеют жесткую механическую связь, привод называется блокированным. Если связь выходных валов раздаточной коробки обеспечивается через дифференциал, привод называется дифференциальным. Существуют также раздаточные коробки, обеспечивающие временное подключение одной из ветвей трансмиссии посредством автоматических устройств отбора мощности.

В соответствии с конструктивной схемой трансмиссии раздаточные коробки могут отличаться числом выходных валов: обычно их два, но при параллельном приводе ведущих мостов грузового автомобиля может быть и три» [25].

«Преимуществами блокированного привода являются простота и так называемая автоматичность перераспределения крутящего момента.

Последнее на автомобилях с заблокированным приводом проявляется при попадании одного из колес какого-либо ведущего моста на скользкий участок дороги. Колесо в этом случае лишается возможности реализовывать большой крутящий момент и создавать значительную силу тяги. Из-за наличия межколесного дифференциала большой крутящий момент не сможет реализовать и другое колесо этого моста и весь мост в целом. Однако при заблокированном приводе момент, передаваемый другому мосту, автоматически увеличится, если этот мост по условиям сцепления колес с дорогой сможет его реализовать. Увеличение крутящего момента при этом будет равно уменьшению его на колесах моста, находящегося на скользком участке дороги» [4].

«Автоматическое перераспределение крутящих моментов обеспечивает максимально возможную проходимость автомобиля в случае попадания на участок дороги с малым коэффициентом сцепления хотя бы одного из ведущих мостов. Однако при движении автомобиля с заблокированными межосевым и межколесным дифференциалами на дороге с высоким коэффициентом сцепления возникает неизбежное кинематическое рассогласование между жестко связанными между собой ведущими колесами, вынужденными проходить разные пути при вращении с одинаковыми угловыми скоростями, что приводит к возникновению силовой неуравновешенности в приводе. Рассмотрим это явление на примере заблокированного привода колес ведущих мостов» [20].

«Все возможные виды кинематических рассогласований можно с известной долей условности разделить на две основные категории:

- кинематическое рассогласование, вызванное неодинаковыми начальными радиусами колес;
- кинематическое рассогласование, вызванное разными расстояниями, проходимыми колесами переднего и заднего ведущих мостов.

Первый вид рассогласования может быть вызван следующими основными причинами:

- погрешности при изготовлении шин,
- разное давление воздуха в шинах,
- разная степень износа шин» [2].

«Все перечисленные причины возможного кинематического рассогласования носят случайный характер, и его возможная величина может быть оценена только статически.

Второй вид рассогласования появляется обязательно при движении автомобиля в повороте. Величину кинематического рассогласования в этом случае можно определить как разницу радиусов колес ведущих мостов, потребную для их качения без скольжения и буксования.

На колесах ведущих мостов при движении с кинематическим рассогласованием, например на повороте, при заблокированном межосевом дифференциале возникают разные по величине, а при определенном значении кинематического рассогласования и по знаку касательной реакции. При этом в контуре, образованном дорогой, передними ведущими колесами, приводными валами колес, корпусами дифференциалов, карданными валами, валами и шестернями раздаточной коробки и задними ведущими колесами, циркулирует мощность, по величине значительно превышающая мощность, необходимую для преодоления внешнего сопротивления движению автомобиля» [33].

«Появление отрицательного момента на одном из ведущих мостов многоприводного автомобиля также весьма нежелательно, так как этот мост превращается из ведущего в тормозящий, что существенно увеличивает нагрузку (момент), действующую на другой мост. Циркулирующая мощность увеличивает нагрузки в трансмиссии, потери энергии, затрачиваемой на движение автомобиля, износы деталей трансмиссии и шин, а также расход топлива. Поэтому в раздаточных коробках с заблокированным приводом предусматривают наличие механизмов отключения ведущих мостов

трансмиссии (в основном передних) при движении по твердым сухим дорогам» [2].

«Раздаточные коробки, обеспечивающие блокированный привод ведущих мостов, долгое время доминировали в автостроении, что казалось вполне оправданным, поскольку на хорошей дороге автомобиль уверенно перемещался и с одним ведущим мостом, а на плохой дороге, в случае применения дифференциального привода, дифференциал все равно приходится блокировать для обеспечения должной проходимости. Таким образом, межосевой дифференциал оказывался лишним. Однако в дальнейшем было установлено, что при наличии переднего ведущего моста с дифференциальным приводом на хорошей дороге выгоднее двигаться со всеми постоянно включенными ведущими мостами» [33].

«Одной из причин является то, что при работе автомобильного колеса в ведущем режиме, кроме потерь при качении, вызванных гистерезисными потерями в шине, в связи с ее постоянной радиальной деформацией, имеют место так называемые скоростные потери, связанные с тангенциальной деформацией беговой дорожки шины при передаче крутящего момента, которая приводит к уменьшению кинематического радиуса колеса. Таким образом, скоростные потери в шине ведущего колеса представляют собой уменьшение скорости автомобиля при заданной частоте вращения колеса, вызванное уменьшением его радиуса качения из-за тангенциальной деформации беговой дорожки шины при передаче колесом тяговой силы.

Поскольку мощность представляет собой произведение силы на скорость, то мощность, потерянная из-за скоростных потерь, представляет собой произведение потерянной скорости на силу тяги колеса» [19].

«Таким образом, мощность скоростных потерь пропорциональна квадрату развиваемой колесом тяговой силы. Следовательно, чем больше колес развивают суммарную силу тяги автомобиля, тем меньше суммарные скоростные потери у ведущих колес автомобиля. Например, у двухосного автомобиля с равным распределением нагрузки по мостам при движении с

одним ведущим мостом скоростные потери будут вдвое больше, чем при движении с двумя ведущими мостами с дифференциальным приводом мостов. К тому же полноприводный автомобиль с дифференциальным приводом мостов имеет лучшие показатели по управляемости и устойчивости. Все это привело к тому, что в последних конструкциях полноприводных автомобилей чаще применяется дифференциальный привод мостов.

Однако при дифференциальном приводе мостов обязательно предусматривается возможность блокировки межосевого дифференциала для повышения проходимости в тяжелых дорожных условиях. Таким образом, при дифференциальном приводе, и при включенном приводе дополнительных ведущих мостов возможно движение с заблокированным приводом мостов» [32].

«Циркуляция мощности ведет, как уже отмечалось, к повышенным потерям и дополнительному износу элементов привода, поэтому конструкторы часто для исключения возможности появления этого режима принимают меры по автоматическому включению и выключению дополнительного ведущего моста или по автоматической блокировке или разблокировке межосевого дифференциала.

Автоматическое включение переднего ведущего моста может быть осуществлено с помощью муфты свободного хода (далее – МСХ). МСХ устанавливается обычно в приводе переднего моста. Редуктор главной передачи переднего моста в этом случае имеет несколько большее в сравнении с редуктором главной передачи заднего моста передаточное отношение. При движении по хорошей дороге, когда колеса заднего моста катятся без пробуксовывания, ведущая часть муфты свободного хода опережает ведомую и не передает крутящий момент на передний мост. Его колеса катятся в ведомом режиме. Если колеса заднего моста начинают пробуксовывать при попадании на дорожную поверхность с низким коэффициентом сцепления, ведущая часть МСХ догоняет ведомую, муфта

замыкается и передний мост включается в работу. Следует отметить, что при правильно выбранном соотношении передаточных чисел редукторов мостов включение переднего моста в работу произойдет при той величине буксования колес заднего моста, при которой они развивают максимальную силу тяги, что обеспечивает максимальное повышение проходимости» [34].

«Однако такая конструктивная схема имеет ряд недостатков:

- при крутом повороте, когда передние колеса, катящиеся по большему радиусу, вынуждены вращаться заметно быстрее задних, включение их в работу возможно только при существенном буксовании задних колес, которое обычно сопровождается срывом верхнего слоя грунта и уменьшением при этом коэффициента сцепления;
- при движении задним ходом муфта свободного хода замыкается, так как привод передних колес имеет большее передаточное число, и они, вращаясь с меньшей скоростью по сравнению с задними, работают в тормозном режиме. Это особенно опасно при движении по мягким и скользким дорогам, так как заметно снижает проходимость автомобиля;
- при движении по мягким грунтам к передним колесам желательно подводить большую мощность, затрачиваемую на деформацию грунта и образование колеи. Однако при использовании привода с МСХ дело обстоит наоборот – передние колеса включаются тогда, когда задние уже начинают буксовать;
- уменьшается возможность преодоления автомобилем единичных высоких препятствий, так как к ним передние колеса подходят в ведомом режиме. В ведущем режиме колеса автомобиля могут преодолеть значительно более высокие препятствия» [3].

Вместо МСХ в приводе переднего моста может быть установлена вязкостная муфта. Вязкостную муфту можно применить и в качестве муфты блокировки дифференциала.

«Возможны две принципиальные схемы раздаточных коробок, имеющих два выходных вала. Первая предусматривает привод заднего моста от верхнего вала, вторая – от нижнего. Первая схема используется преимущественно в раздаточных коробках с заблокированным приводом колес, так как на основном режиме движения при выключенном приводе колес переднего моста и включенной высшей передаче шестерни не участвуют в работе. Поэтому КПД таких раздаточных коробок очень высок, а требуемый ресурс шестерен и, следовательно, их размеры и масса могли бы быть очень малыми. Однако при включении переднего моста с возникновением циркуляции мощности шестерни раздаточной коробки оказываются в круге циркуляции и нагружаются дополнительным крутящим моментом. Это требует увеличения размеров шестерен и уменьшает выигрыш в размерах и массе, который мог бы быть получен. Отсутствие в раздаточной коробке промежуточного вала позволяет уменьшить ее размеры, массу и стоимость, увеличить КПД при включенном переднем ведущем мосте. Однако при этом требуется применение дополнительной зубчатой муфты и усложняется механизм управления. Применение такого конструктивного решения повлекло за собой вращение карданных валов в разные стороны, что учитывается соответствующей компоновочной схемой главных передач. Вообще же вращение карданных валов раздаточной коробки в разные стороны желательно, так как при этом уменьшается реактивный момент на ее корпусе» [12].

«Раздаточные коробки, выполненные по второй схеме, имеют постоянно работающее одно или даже два зацепления шестерен, что снижает КПД трансмиссии и увеличивает износ шестерен. Однако такая схема чаще всего используется при дифференциальном приводе, поскольку установка дифференциала на верхнем валу более сложна и требует дополнительных мероприятий по обеспечению его смазывания.

К достоинствам второй схемы следует также отнести то, что шестерни не нагружаются дополнительным моментом, если при заблокированном дифференциале возникает циркуляция мощности.

Еще одно преимущество выполненных по второй схеме раздаточных коробок состоит в том, что в них проще установить демультипликатор. В раздаточных коробках, построенных по первой схеме, это конструктивно более сложно» [14].

«Поскольку на автомобилях повышенной проходимости масса распределяется по ведущим мостам более или менее равномерно, к ведущим мостам необходимо подводить примерно одинаковые крутящие моменты. В этом случае при наличии дифференциального привода в раздаточных коробках автомобилей, имеющих колесную формулу 4×4, применяют симметричные межосевые дифференциалы. Если же на имеющем колесную формулу 4×4 автомобиле на задние колеса приходится заметно большая доля массы автомобиля, чем на передние (вследствие этого на задних колесах используется двойная ошиновка), или этот автомобиль имеет колесную формулу 6×6, то используются несимметричные дифференциалы. В таких случаях чаще всего крутящие моменты между выходными валами распределяются в отношении 1:2, то есть на более загруженные колеса подается больший крутящий момент» [2].

1.2 Обзор и анализ дифференциалов

«Дифференциал – это механическое устройство, которое передает крутящий момент с одного источника на два независимых потребителя таким образом, что угловые скорости вращения источника и обоих потребителей могут быть разными относительно друг друга. Такая передача момента возможна благодаря применению так называемого планетарного механизма. В автомобилестроении, дифференциал является одной из ключевых деталей трансмиссии» [22].

«Идеальной конструкцией дифференциала с точки зрения динамических свойств была бы такая, при которой крутящий момент, снимаемый с коленчатого вала двигателя и передаваемый корпусом дифференциала к ведущим мостам автомобиля, был бы пропорционален силам сцеплений каждого из колес с опорной поверхностью в различных условиях движения» [6].

«Основные требования, которые предъявляются к автомобильным дифференциалам сводятся к следующему:

- кинематические свойства дифференциала не должны нарушать закономерностей качения ведущих колес при криволинейном движении автомобиля;
- автомобиль, оснащенный дифференциалом должен отличаться легкой управляемостью. Сила трения, возникающая обычно внутри механизма вызывает стабилизирующий момент на колесах, для преодоления которого необходимо прикладывать к управляемым колесам некоторую силу, и чем эта сила меньше, тем легче управлять автомобилем;
- дифференциал должен иметь постоянный механический КПД;
- конструкция дифференциала должна быть простой и приемлемой для массового производства;
- интенсивность изнашивания элементов дифференциала должна быть малой» [17].

Классификация дифференциалов.

«В зависимости от назначения различают дифференциалы: межколесные, межосевые, межбортовые.

По конструктивной схеме дифференциалы делятся на простые и сложные, а также симметричные и несимметричные. Учитывая степень автоматизации дифференциалов можно выделить дифференциалы без блокировки, с принудительной блокировкой, включаемой водителем, и самоблокирующиеся» [4].

«По конструкции дифференциалы можно разделить на:

- малого трения (конические и цилиндрические);
- повышенного трения (с дисками трения, кулачковые, с зубчатыми колесами);
- с гидравлическим сопротивлением, пульсирующие;
- с переменным передаточным числом;
- самоблокирующиеся (с помощью многодисковых муфт свободного хода или гидравлической муфты с вязкой жидкостью).

По конструкции основных элементов дифференциалы подразделяются на шестеренчатые, кулачковые и червячные. Шестеренчатые дифференциалы представляют собой трехзвенный планетарный механизм с отрицательным значением кинематического параметра $p = -\frac{z_1}{z_2}$ (z_1 и z_2 – числа зубьев полуосевых шестерен)» [2].

«Кулачковые и червячные дифференциалы одновременно являются дифференциалами повышенного трения. При введении в конструкцию шестеренчатых дифференциальных устройств, повышающих внутреннее трение, можно преобразовать их в дифференциалы повышенного трения.

По характеру распределения крутящего момента между выходными валами дифференциалы делятся на симметричные (крутящий момент распределяется поровну с параметром $p = -1$) и несимметричные (крутящий момент между выходными валами распределяется в некотором отношении p , не равном единице).

Значение параметра p для несимметричного дифференциала выбирается близким к значению отношения весовых нагрузок на соответствующие ведущие мосты. Дифференциалы такого типа применяются, главным образом, как межосевые, а по конструкции – цилиндрические» [5].

«Коэффициент блокировки. Отношение момента на отстающем валу к моменту на забегающем валу характеризует распределение крутящих

моментов между полуосями или мостами и называется коэффициентом блокировки.

Увеличение коэффициента блокировки приводит к оптимальному использованию силы сцепления ведущих колес с грунтом, увеличению тяговой силы и улучшению проходимости автомобиля. Однако при высоких значениях коэффициента ухудшается управляемость автомобиля, возрастает износ шин, увеличивается нагрузка на одну из полуосей, снижается КПД передачи» [10].

«Симметричный конический дифференциал наиболее распространенный. Применяется на всех видах автомобилей.

Механизм дифференциала включает корпус, сателлиты и ось сателлитов или крестовину, полуосевые шестерни. Число сателлитов в дифференциале легковых автомобилей два, грузовых – четыре. В редких конструкциях встречаются три сателлита» [8].

«К преимуществам простого дифференциала следует отнести:

- обеспечение устойчивости при движении по скользкой дороге и торможении двигателем благодаря равенству тангенциальных реакций на ведущих колесах;
- простоту устройства, малые размеры и массу, надежность, высокий КПД.

Отрицательным качеством является ограничение проходимости» [8].

«Симметричный цилиндрический дифференциал имеет большее число зубчатых колес, чем конический, более сложен в изготовлении, чем объясняется его сравнительно редкое применение в качестве межколесного дифференциала.

Симметричные межосевые дифференциалы. Симметричные межосевые дифференциалы, устанавливаемые между равнонагруженными мостами автомобилей, выполняют обычно коническими с возможностью блокировки с места водителя» [7].

Самоблокирующиеся дифференциалы.

«Шестеренчатый конический пульсирующий дифференциал включает в себя те же детали, что и простой конический дифференциал. Отличие в профиле зубьев. Коэффициент блокировки пульсирующего дифференциала переменный ($K < 2 \dots 2,5$). Недостаточная величина коэффициента блокировки, не обеспечивающая значительного повышения проходимости, является одной из причин, ограничивающих его применение, несмотря на то, что из всех конструкций самоблокирующихся дифференциалов он самый простой и обладает высоким КПД.

Следует также учитывать, что при вращении сателлита создается пульсация момента в трансмиссии, что также ограничивает допустимую величину коэффициента блокировки дифференциала. Условия сборки пульсирующего дифференциала такие же, как у конического дифференциала» [13].

Дифференциалы свободного хода (обгонные).

«Эти механизмы не всегда относят к дифференциалам, так как они не подчиняются закономерностям устанавливаемым кинематическим уравнением дифференциала. В этом случае жесткая кинематическая связь между полуосями отсутствует.

Дифференциал работает практически постоянно, что обусловлено наличием неровностей дороги, неравномерным износом шин, неодинаковой нагрузкой на колеса и другими факторами, поэтому крутящий момент передается в большинстве случаев через одно колесо. Это может стать причиной ускоренного изнашивания шин – интенсивность изнашивания зависит от передаваемого момента. Коэффициент блокировки дифференциала свободного хода $K_6 = \infty$, что позволяет передавать тяговое усилие на одно колесо, когда второе вывешено или когда одна полуось сломалась» [7].

Далее более подробно рассмотрим конструкцию и характерные особенности шестеренчатого дифференциала Torsen.

«Дифференциал Torsen представляет собой шестеренчатый дифференциал повышенного трения с коэффициентом блокировки, зависящим от передаваемого момента.

Существует три разновидности такого дифференциала:

- torsen T-1 (или тип А) – дифференциал, в котором полуосевые шестерни и сателлиты образуют гипоидные пары. При этом каждая полуось имеет собственные сателлиты, которые попарно связаны с сателлитами противоположной полуоси обычным прямозубым зацеплением. Диапазон блокировки может достигать от 2,5 до 5,0;
- torsen T-2 (или тип В) – дифференциал, в котором оси сателлитов параллельны между собой и параллельны полуосям. При этом парные сателлиты соединены между собой с внешней стороны солнечных шестерней. Такие дифференциалы имеют меньший диапазон блокировки (1,4...2,5), однако они более чувствительны к разнице передаваемого момента и срабатывают раньше (начиная, когда отношения моментов на полуосях становятся больше 1,4);
- torsen T-3 (или тип С) – дифференциал, планетарная структура конструкции которого позволяет сместить номинальное распределение момента в пользу одной из осей» [12].

«Дифференциал Torsen имеет все преимущества вязкостной муфты и не имеет ее недостатков:

- полностью механическое устройство, процесс блокировки происходит очень быстро в отличие от вязкостной муфты;
- работа дифференциала прямо противоположна работе обычного симметричного дифференциала – распределяет момент в пользу оси, которая имеет лучшее сцепление с дорогой;
- процесс блокировки имеет прогрессивную характеристику;
- дифференциал реагирует на разность моментов, и не пытается выровнять скорости вращения, тем самым не создает сложностей для

нормального функционирования антиблокировочной системы тормозов (ABS) и других систем.

Недостатком дифференциала Torsen является сложность его изготовления» [17].

Далее более подробно рассмотрим конструкцию и характерные особенности червячного дифференциала.

«Коэффициент блокировки дифференциала, у которого момент трения пропорционален передаваемому через дифференциал моменту, постоянный и определяется выражением: $K_{\sigma} = \frac{1}{hh}$, где hh – произведение КПД четырех червячных пар, находящихся в зацеплении при передаче крутящего момента от одной полуоси к другой, когда водило (корпус дифференциала) остановлено.

В выполненных конструкциях коэффициент блокировки часто был неоправданно высоким и доходил до $K_{\sigma} = 20$.

Червячный дифференциал самый сложный и дорогостоящий из всех типов дифференциалов. Он требует применения дефицитных материалов (сателлиты и червячные шестерни из оловянистой бронзы). В настоящее время применяется крайне редко» [7].

Кулачковые дифференциалы (сухарные).

«Кулачковые дифференциалы конструктивно могут выполняться с горизонтально и радиально расположенными сухарями. Сухари могут размещаться в один или два ряда. При однорядном размещении число кулачков на полуосевых элементах (звездочках) должно быть разным, при этом хотя бы один сухарь будет передавать усилие. При двухрядном размещении число кулачков одинаково, но один ряд сухарей относительно другого смещают на половину шага кулачков» [21].

Гидравлические дифференциалы.

«В гидравлических дифференциалах момент трения, зависит от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Гидравлическим

дифференциалам присущи некоторые недостатки, ограничивающие их применение: давление, создаваемое насосом должно быть высоким, что трудно реализовать, гидравлическое сопротивление зависит от температуры масла» [7].

В предлагаемой конструкции раздаточной коробки будет использован дифференциал повышенного трения Torsen T-2, который позволит улучшить некоторые характеристики автомобиля, в том числе позволяет избежать кинематического рассогласования между ведущими колесами, вынужденными проходить разные пути и в тоже время сохраняет высокий коэффициент блокировки, который изменяется в зависимости от разности моментов на выходных валах раздаточной коробки.

«Применение такого дифференциала позволяет избежать циркуляции мощности, улучшить устойчивость и управляемость, и в тоже время сохранить тяговые свойства автомобиля на дорогах с непостоянным коэффициентом сцепления колес с дорогой. Также при установке данной раздаточной коробки на автомобиль, на котором установлены межколесные дифференциалы повышенного трения такого же типа или другие, не требуется принудительная блокировка межосевого дифференциала, что удешевляет и упрощает конструкцию раздаточной коробки» [34].

Разработка раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen T-2 для автомобиля УАЗ-3163 может быть достаточно сложной задачей, поскольку требуется учесть множество факторов, таких как габариты и особенности конструкции автомобиля, требуемые характеристики дифференциала, а также соответствие требованиям безопасности и надежности.

Процесс разработки такой системы включает в себя следующие этапы:

- анализ требований и технических характеристик автомобиля УАЗ-3163. Необходимо определить основные параметры, которые должен обладать дифференциал Torsen T-2, чтобы обеспечить оптимальное функционирование автомобиля;

- проектирование и расчет системы раздаточной коробки с дифференциалом Torsen T-2. В ходе этого этапа специалисты должны определить оптимальную конструкцию дифференциала, его характеристики и параметры, а также разработать схему установки и интеграции системы в автомобиль;
- создание прототипа и проведение испытаний. Создание прототипа системы позволит проверить ее работоспособность и соответствие требованиям. Проведение испытаний на стенде и на автомобиле позволит выявить возможные проблемы и доработать систему;
- модификация и доработка системы. В случае выявления недостатков или несоответствия требованиям, специалисты проводят модификацию и доработку системы для достижения оптимальной работы;
- окончательное тестирование и внедрение. После успешного завершения испытаний система готова к внедрению на производство автомобилей УАЗ-3163.

Выводы по разделу:

В ходе выполнения первого раздела работы был проведен обзор конструкций и компоновочных схем раздаточных коробок передач и дифференциалов, используемых на автомобилях, а также проведен анализ достоинств и недостатков каждой из конструкции.

Также проведен анализ требований и технических характеристик автомобиля УАЗ-3163. Определены основные параметры, которые должен обладать дифференциал Torsen T-2, чтобы обеспечить оптимальное функционирование автомобиля.

2 Тягово-динамический расчет

Тягово-динамический расчет – это методология расчета параметров движения транспортного средства, учитывающая влияние тяговых усилий, сил сопротивления и других динамических факторов на его движение. Этот расчет проводится для определения необходимой мощности двигателя, выбора оптимальной передачи, расчета тяговых характеристик и других параметров, которые влияют на эффективность работы транспортного средства. Данный расчет проводится как для разработки новых моделей транспортных средств, так и для оптимизации работы уже существующих. Он позволяет учесть все факторы, влияющие на движение транспортного средства, и провести анализ его эффективности и производительности.

«Необходимая мощность для движения:

$$N_{\max} = \frac{1}{\eta_{mp}} \cdot [G_a \cdot f_0 \cdot (1 + A \cdot V_{\max}^2) + \frac{c_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^2}{2 \cdot 3,6^2}] \cdot \frac{V_{\max}}{3,6 \cdot 1000}, \quad (1)$$

где G_a – вес автомобиля, принимаем равным 25300 Н;

η_{mp} – КПД трансмиссии, принимается равным 0,92;

c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления, принимаем равным 0,62;

ρ – плотность воздуха, принимаем равным 1,25 кг/м³» [5].

$$F = B_{\max} \cdot H, \quad (2)$$

$$F = 1,828 \cdot 1,935 = 3,537 \text{ м}^2.$$

$$N_{\max} = \frac{1}{0,92} \cdot [25300 \cdot 0,014 \cdot (1 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot 130^2) + \frac{0,62 \cdot 1,25 \cdot 3,537 \cdot 130^2}{2 \cdot 3,6^2}] \times \\ \times \frac{130}{3,6 \cdot 1000} = 93,45 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель ЗМЗ-4062.10 мощностью 111,3 кВт

«Выбор передаточного числа главной передачи.

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_N}{V_{\max} \cdot i_{pk}}. \quad (3)$$

Размер шин: 225/75R16.

$$r_{ct} = \frac{d}{2} + B \cdot (1 - \lambda) \cdot \left(\frac{H}{B}\right) / 100, \quad (4)$$

где λ – коэффициент радиальной деформации шины, для легковых автомобилей принимаем равным 0,15» [33].

$$r_k = r_{ct} = \frac{0,406}{2} + 0,225 \cdot (1 - 0,15) \cdot 0,75 = 0,347 \text{ м.}$$

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot 0,35 \cdot 5400}{130 \cdot 1} = 5,481.$$

Проверка по динамическому фактору на прямой передаче:

$$V_M = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_M}{i_0 \cdot i_{pk}}, \quad (5)$$

$$V_M = \frac{0,377 \cdot 0,35 \cdot 5000}{5,481 \cdot 1} = 120,37 \text{ км/ч;}$$

$$P_k^M = \frac{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_{pk} \cdot \eta_{mp}}{r_k}; \quad (6)$$

$$P_k^M = \frac{203 \cdot 5,481 \cdot 1 \cdot 5000}{0,35} = 2925 \text{ Н;}$$

$$D_{\max}^{\text{выси}} = \frac{P_k^M - P_w^M}{G_a}, \quad (7)$$

$$D_{\max}^{\text{выси}} = \frac{1925 - 1532}{25300} \cdot 100\% = 5,51\%.$$

Выбор передаточного числа первой передачи.

«Первая передача выбирается из условия преодоления максимального подъёма:

$$\Psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}, \quad (8)$$

$$\Psi_{\max} = 0,014 \cdot \cos 16^\circ + \sin 16^\circ = 0,3.$$

$$P_{\Psi_{\max}} \leq P_{k1} \leq P_{\varphi_{\max}},$$

$$\frac{G_a \cdot \Psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}} \leq i_l \leq \frac{G_a \cdot k_{cy} \cdot m_{g2} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e_{\max}} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (9)$$

где k_{cy} – коэффициент приходящейся массы на ведущие колёса, для полноприводного автомобиля коэффициент равен 1;

m_{g2} – коэффициент динамического перераспределения реакций, принимаем равным 1;

φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой, равняется 0,6» [5].

$$\frac{25300 \cdot 0,3 \cdot 0,35}{203 \cdot 5,481 \cdot 0,92} \leq i_l \leq \frac{25300 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 0,35}{203 \cdot 5,481 \cdot 0,92},$$

$$2,595 \leq i_l \leq 5,19.$$

Принимаем равным 3,78.

«Передаточные числа других передач определяем по формуле:

$$i_k = \sqrt[n-1]{i_l^{n-k}}, \quad (10)$$

где n – число передач» [5].

$$i_{II} = \sqrt[3]{3,78^{4-2}} = 2,467, i_{II} = 2,6,$$

$$i_{III} = \sqrt[3]{3,78^{4-3}} = 1,558, i_{III} = 1,55,$$

$$i_{IV} = \sqrt[3]{3,78^{4-4}} = 1,0,$$

$$i_v = 0,82.$$

Передаточные числа раздаточной коробки:

- на высшей передаче – 1,
- на низшей передаче – 1,94.

Внешняя скоростная характеристика двигателя.

«Внешняя скоростная характеристика двигателя представляет собой зависимость его мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала при максимальном открытии дроссельной заслонки» [31].

В таблице 1 представлены параметры для построения внешней скоростной характеристики.

Таблица 1 – Параметры для построения внешней скоростной характеристики

Показатель	Значения									
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5400
n , мин ⁻¹	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5400
N_e , кВт	13	25	36,5	48,2	56	70	81	93	106	111,3
M , Н·м	126	160	175	184	180	190	196	198	203	197
g_e , г/кВт·ч	293	269	267	267	272	267	272	278	291	302

Тяговый баланс автомобиля.

«Тяговый баланс автомобиля – зависимость тяговой силы на ведущих колесах для различных передаточных чисел в трансмиссии, а также сил сопротивления качению и воздуха от скорости движения» [30].

«Исходные данные:

- а) передаточные числа коробки передач и раздаточной коробки:

$$i_I = 3,78, i_{II} = 2,6, i_{III} = 1,55, i_{IV} = 1,0, i_v = 0,82, i_{р\text{кв}\text{ыси}} = 1,0, i_{р\text{кн}\text{изи}} = 1,94;$$

- б) передаточное число главной передачи: $i_0 = 5,481$;

- в) коэффициент аэродинамического сопротивления: $c_x = 0,62$;

- г) КПД трансмиссии: $\eta_{mp} = 0,92$;

д) габаритные размеры автомобиля:

- 1) высота 1935 мм,
- 2) ширина 1828 мм;

е) полная масса автомобиля: 2530 кг;

ж) распределение нагрузки по осям:

- 1) передний мост – 10880 Н,
- 2) задний мост – 14420 Н;

з) радиус колеса 0,35 м» [2].

«Сила тяги автомобиля определяется по формуле:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_0 \cdot i_{кп} \cdot i_{рк} \cdot \eta_{тр}}{r_k} \gg [9], \quad (11)$$

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{кп} \cdot 5,48 \cdot 1 \cdot 0,92}{0,35} = 14,407 \cdot M_e \cdot i_{кп}.$$

«Скорость автомобиля определяется по формуле:»

$$V_M = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot \eta_e}{i_0 \cdot i_{кп} \cdot i_{рк}} \gg [9]. \quad (12)$$

Максимальная тяговая сила по сцеплению с опорной поверхностью представлена в таблице 2.

Таблица 2 – Максимальная тяговая сила по сцеплению с опорной поверхностью

Показатель	Значения			
	0,2	0,4	0,6	0,8
P_ϕ, H	5060	10120	15180	20240

Расчет силы тяги на разных передачах представлен в таблице 3.

Таблица 3 – Расчет силы тяги на разных передачах

Показатель	Значения					
	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$n_e, \text{мин}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	5400
P_{kpp}	13312	18488,9	19017,2	20707,6	21447,1	20813,2
P_{k1}	6861,8	9530,4	9802,7	10674	11055,2	10728,5
P_{k2}	4719,8	6555,3	6742,6	7341,9	7604,1	7379,4
P_{k3}	2813,4	3907,9	4019,6	4376,9	4533,2	4399,2
P_{k4}	1815,3	2521,3	2593,3	2823,8	2924,6	2838,2
P_{k5}	1488,5	2067,4	2126,5	2315,5	2398,2	2327,3

Определение сил сопротивления движению автомобиля.

«Расчет сил сопротивления качению проводится по формуле:

$$P_{f1} = G_a \cdot f_{01} \cdot (1 + A \cdot V_a^2) \text{ » [9],} \quad (13)$$

$$P_{f2} = G_a \cdot f_{02} \cdot (1 + A \cdot V_a^2).$$

«Расчет силы аэродинамического сопротивления:

$$P_w = \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2}{2 \cdot 3,6^2} \text{ » [9],} \quad (14)$$

$$P_w = \frac{0,62 \cdot 1,25 \cdot 3,537}{2 \cdot 3,6^2} = 0,1057 \cdot V_a^2.$$

Расчет силы аэродинамического сопротивления на разных скоростях движения представлен в таблице 4.

Таблица 4 – Расчет силы аэродинамического сопротивления на разных скоростях движения

Показатель	Значения					
	20	40	60	80	100	120
$V_a, \text{км/ч}$	20	40	60	80	100	120
P_{f1}	359,8	376,8	405,2	444,8	495,8	558,2
P_{f2}	771,1	807,6	868,3	953,3	1062,6	1196,2
P_w	42,3	169,2	380,7	676,8	1057,5	1522,8

Динамическая характеристика автомобиля.

«Динамическая характеристика автомобиля – это зависимость динамического фактора от скорости установившегося движения автомобиля» [24].

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \cdot 100\%. \quad (15)$$

Расчет динамической характеристики автомобиля на разных передачах представлен в таблице 5.

Таблица 5 – Расчет динамической характеристики автомобиля на разных передачах

Показатель	Значения					
$n_e, \text{МИН}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$V_{aIРКВ}, \text{КМ/Ч}$	3,28	6,56	9,85	13,13	16,41	17,73
$D_{IРКВ}, \%$	52,61	73,06	75,13	81,78	84,66	82,13
$V_{aIIРКВ}, \text{КМ/Ч}$	6,37	12,74	19,11	25,47	31,84	34,39
$D_{IIРКВ}, \%$	27,1	37,6	38,59	41,92	43,27	41,91
$V_{aIIIРКВ}, \text{КМ/Ч}$	9,26	18,52	27,78	37,04	46,29	50
$D_{IIIРКВ}, \%$	18,62	25,77	26,33	28,45	29,16	28,12
$V_{aIVРКВ}, \text{КМ/Ч}$	15,53	31,06	46,59	62,13	77,66	83,87
$D_{IVРКВ}, \%$	11,02	15,04	14,98	15,69	15,4	14,45
$V_{aVРКВ}, \text{КМ/Ч}$	24,07	48,15	72,22	96,29	120,37	130
$D_{VРКВ}, \%$	6,93	8,99	8,07	7,28	5,5	4,15
$V_{aVРКВ}, \text{КМ/Ч}$	29,36	58,71	88,07	117,43	146,79	–
$D_{VРКВ}, \%$	5,52	6,73	5,16	3,38	0,47	–

$$f = f_0 \cdot (1 + A \cdot V^2), \quad (16)$$

Расчет коэффициента сопротивления качению на разных скоростях движения представлен в таблице 6.

Таблица 6 – Расчет коэффициента сопротивления качению на разных скоростях движения

Показатель	Значения					
	20	40	60	80	100	120
V_a , км/ч						
f_1	0,0142	0,0149	0,016	0,0176	0,0196	0,0221
$f_2;$	0,0304	0,0319	0,0343	0,0377	0,042	0,0473

Характеристика ускорений автомобиля.

«Характеристика ускорений автомобиля представляет собой зависимость ускорения от скорости движения автомобиля на каждой передаче» [5].

«Исходные данные:

- момент инерции колеса – 1,382 кг·м²,
- момент инерции двигателя – 0,34 кг·м²,
- число колес – 4,
- коэффициент сопротивления качению – 0,014» [2].

«Расчетные формулы:

$$j = \frac{(D - f) \cdot g}{\delta_j}, \quad (17)$$

где δ_j – коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес» [5].

$$\delta_j = 1 + \sigma_1 \cdot i_{kn}^2 \cdot i_{pk}^2 + \sigma_2 \quad (18)$$

$$\sigma_1 = \frac{I_e \cdot i_0^2 \cdot \eta_{mp} \cdot g}{G \cdot r_k^2}, \quad (19)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,34 \cdot 5,481^2 \cdot 0,92 \cdot 9,8}{25300 \cdot 0,35^2} = 0,02974,$$

$$\sigma_2 = \frac{n \cdot I_k \cdot g}{G \cdot r_k^2},$$

$$\sigma_2 = \frac{4 \cdot 1,382 \cdot 9,8}{25300 \cdot 0,35^2} = 0,0175.$$

Расчет коэффициента, учитывающего влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес, представлен в таблице 7.

Таблица 7 – Расчет коэффициента, учитывающего влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес

Показатель	Значения
δ_{jII}	2,617
δ_{jIB}	1,442
δ_{jIIB}	1,218
δ_{jIIIB}	1,089
δ_{jIVB}	1,047
δ_{jVIB}	1,037

Расчет ускорений представлен в таблице 8.

Таблица 8 – Расчет ускорений

Показатель	Значения					
	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$n_e, \text{мин}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	5400
$j_{II}, \text{м/с}^2$	1,917	2,683	2,761	3,01	3,118	3,023
$j_{IB}, \text{м/с}^2$	1,746	2,459	2,526	2,753	2,845	2,752
$j_{IIB}, \text{м/с}^2$	1,384	1,959	2,005	2,175	2,232	2,149
$j_{IIIB}, \text{м/с}^2$	0,866	1,228	1,222	1,286	1,26	1,174
$j_{IVB}, \text{м/с}^2$	0,518	0,711	0,624	0,551	0,384	0,258
$j_{VIB}, \text{м/с}^2$	0,389	0,503	0,355	0,188	–	–

Характеристика разгона автомобиля по времени.

«Характеристика разгона автомобиля по времени – это зависимость времени от скорости движения при полностью открытой дроссельной заслонке» [29].

Подсчет зависимости производится графическим интегрированием площади на графике величин обратных ускорениям.

$$dt = \frac{1}{j} dV. \quad (20)$$

«Время разгона автомобиля с буксующим сцеплением:

$$t_0 = \frac{V_{\min}}{3,6 \cdot j_{cp}} \gg [9], \quad (21)$$

$$t_0 = \frac{6,37}{3,6 \cdot 0,87} = 2,03 \text{ с.}$$

Время необходимое для переключения передач, принимаем равным 1,5 с.

Расчет времени разгона представлен в таблице 9.

Таблица 9 – Расчет времени разгона

Показатель	Значения										
V_a , км/ч	6,37	11,37	16,37	21,37	26,37	31,37	34,39	39,39	44,39	50	60
t , с	2,03	2,65	3,21	3,76	4,28	4,77	5,06	7,2	7,82	8,53	12,24
V_a , км/ч	70	80	83,87	93,87	103,87	113,87	130	–	–	–	–
t , с	14,39	16,57	17,46	23,77	28,93	34,71	47,42	–	–	–	–

Время разгона до 60 км/ч: $t = 12,24$ с.

Время прохождения первых 1000 метров пути: $t = 44,28$ с.

«Характеристика разгона автомобиля по пути – это зависимость пройденного пути от скорости движения автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя. При построении указанной зависимости следует принимать те же условия, что и при расчете времени разгона» [34].

«Подсчет зависимости производится графическим интегрированием площади на графике разгона автомобиля по времени.

$$dS = Vdt, \quad (22)$$

$$S = \int V dt \gg [9].$$

Расчет зависимости пройденного пути от скорости движения автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя представлен в таблице 10.

Таблица 10 – Расчет зависимости пройденного пути от скорости движения автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой двигателя

Показатель	Значения										
	10	20	30	34,39	40	50	60	70	80	83,87	90
V_a , км/ч	10	20	30	34,39	40	50	60	70	80	83,87	90
S , м	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
V_a , км/ч	70	80	83,87	93,87	103,87	113,87	130	–	–	–	–
S , м	14,39	16,57	17,46	23,77	28,93	34,71	47,42	–	–	–	–

Скорость, развиваемая автомобилем на пути 1000 м, равна 129,57 км/ч.

Путь, необходимый автомобилю для достижения скорости 60 км/ч, равен 110,38 м.

Мощностной баланс автомобиля.

«Мощностной баланс автомобиля представляет собой зависимость мощности на ведущих колесах для всех передаточных чисел трансмиссии, мощности сопротивления качению и воздуха, а также суммы двух последних от скорости установившегося движения» [29].

$$N_k = \frac{P_k \cdot V_a}{3,6 \cdot 1000}, \quad (23)$$

$$N_w = \frac{P_w \cdot V_a}{3,6 \cdot 1000}, \quad (24)$$

$$N_f = \frac{P_f \cdot V_a}{3,6 \cdot 1000}. \quad (25)$$

Данные для построения графика мощностного баланса представлены в таблицах 11, 12.

Таблица 11 – Данные для построения графика мощностного баланса

Показатель	Значения					
	1000	2000	3000	4000	5000	5400
n_e , мин ⁻¹	1000	2000	3000	4000	5000	5400
N_e , кВт	13	36,5	56	81	106	111,3
V_a^I , км/ч	6,36	12,74	19,11	25,47	31,84	34,39
V_a^{II} , км/ч	9,26	18,52	27,78	37,04	46,29	50,0
V_a^{III} , км/ч	15,53	31,06	46,59	62,13	77,66	83,87
V_a^{IV} , км/ч	24,07	48,15	72,22	96,29	120,37	130
V_a^V , км/ч	29,36	58,72	88,07	117,43	146,79	–

Таблица 12 – Данные для построения графика мощностного баланса

Показатель	Значения						
	0	20	40	60	80	100	130
V_a , км/ч	0	20	40	60	80	100	130
N_w , кВт	0	0,235	1,88	6,34	15,04	29,38	64,54
N_{f1} , кВт	0	1,99	4,19	6,75	9,88	13,77	21,44
N_{f2} , кВт	0	4,28	8,97	14,47	21,18	29,52	45,94
$N_{f1} + N_w$, кВт	0	2,43	6,59	14,24	27,09	46,9	93,45
$N_{f2} + N_w$, кВт	0	4,91	11,79	22,63	39,37	64,01	120,08

«Нагрузочной характеристикой является зависимость удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала» [28].

Характеристика строится по табличным данным двигателя (таблица 13).

Таблица 13 – Данные зависимости удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала

Показатель	Значения									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
N_e , %	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
n_e , мин ⁻¹	g_e , г/кВт·ч									
1000	1238	769	449	333	313	303	293	286	289	293
2000	577	430	333	299	286	267	254	256	259	267
3000	653	448	337	299	277,6	267	261	256	261	272
4000	571	427	337	302	280	269	263	258,5	258,5	272

«Экономическая характеристика автомобиля – это зависимость путевого расхода топлива от скорости установившегося движения» [26].

ЭХА определяется по формуле:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (N_f + N_w)}{10 \cdot V_a \cdot \gamma \cdot \eta_{mp}}. \quad (26)$$

График строится при $f_{01} = 0,014$ и $f_{02} = 0,03$, что соответствует движению по дороге с хорошим и с плохим покрытием.

Расчет для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с хорошим покрытием представлен в таблице 14.

Таблица 14 – Данные для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с хорошим покрытием

Показатель	Значения			
	V_a , км/ч	24,07	48,15	72,22
% исп N_e	23,95	25,29	38,22	52,76
g_e , г/кВт·ч	626	430	304	280
Q_s , л/100 км	10,66	10,94	11,99	16,53

Расчет для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с плохим покрытием представлен в таблице 15.

Таблица 15 – Данные для построения графика при движении на четвертой передаче по дороге с плохим покрытием

Показатель	Значения			
	V_a , км/ч	24,07	48,15	72,22
% исп N_e	47,11	42,88	59,32	72,69
g_e , г/кВт·ч	316	294	267	261
Q_s , л/100 км	10,66	12,72	15,78	20,87

Расчет для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с хорошим покрытием представлен в таблице 16.

Таблица 16 – Данные для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с хорошим покрытием

Показатель	Значения			
V_a , км/ч	29,36	57,72	88,07	117,43
% исп N_e	31,45	37,34	60,89	87,36
g_e , г/кВт·ч	415	305	266	261
Q_s , л/100 км	7,64	9,25	13,75	21,09

Расчет для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с плохим покрытием представлен в таблице 17.

Таблица 17 – Данные для построения графика при движении на пятой передаче по дороге с плохим покрытием

Показатель	Значение			
V_a , км/ч	29,36	57,72	88,07	117,43
% исп N_e	60,05	59,73	86,05	–
g_e , г/кВт·ч	303	267	258	–
Q_s , л/100 км	10,68	13,03	18,85	–

Выводы по разделу.

В данном разделе проведен тягово-динамический расчет двигателя и построены характеристики двигателя.

В целом, выполнение тягово-динамического расчета автомобиля позволяет получить ценную информацию о его производительности и динамических характеристиках, что важно для определения его конкурентоспособности на рынке и выявления возможных направлений для дальнейшей оптимизации конструкции, а также для определения необходимой мощности двигателя, выбора оптимальной передачи, расчета тяговых характеристик и других параметров, которые влияют на эффективность работы транспортного средства.

3 Конструкторская часть

Конструкторская разработка – это процесс создания нового продукта или устройства, начиная с идеи и заканчивая готовым прототипом. В этот процесс включены проектирование, тестирование, моделирование, анализ, выбор материалов и компонентов, а также создание документации и спецификаций.

Конструкторская разработка может быть применена в различных отраслях, таких как машиностроение, электроника, медицина, авиация и другие. Она требует тщательного планирования, согласования требований с заказчиком, постановки задач и контроля за выполнением работ.

Важными этапами конструкторской разработки являются: исследование и анализ рынка,

- определение потребностей пользователей,
- создание концепции продукта,
- проектирование,
- создание прототипа,
- тестирование и внесение корректировок.

Конструкторская разработка является ключевым этапом в процессе создания новых продуктов и играет важную роль в инновационном развитии компаний.

Разработка раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen T-2 для автомобиля УАЗ-3163 может быть достаточно сложной задачей, поскольку требуется учесть множество факторов, таких как габариты и особенности конструкции автомобиля, требуемые характеристики дифференциала, а также соответствие требованиям безопасности и надежности.

Важно учитывать, что разработка и внедрение новой системы раздаточной коробки с дифференциалом требует высокой квалификации и

опыта инженеров, а также доступа к современным технологиям и оборудованию.

Перейдем к расчету основных элементов конструкции.

Расчет зубчатой передачи.

Ранее были определены передаточные числа повышающей и понижающей передач раздаточной коробки: $i_{повыш} = 1,0$, $i_{пониж} = 1,94$.

Спецификация на коробку раздаточную представлена в Приложении А (рисунки А.1-А.4).

На рисунке 1 представлена схема нагружения раздаточной коробки.

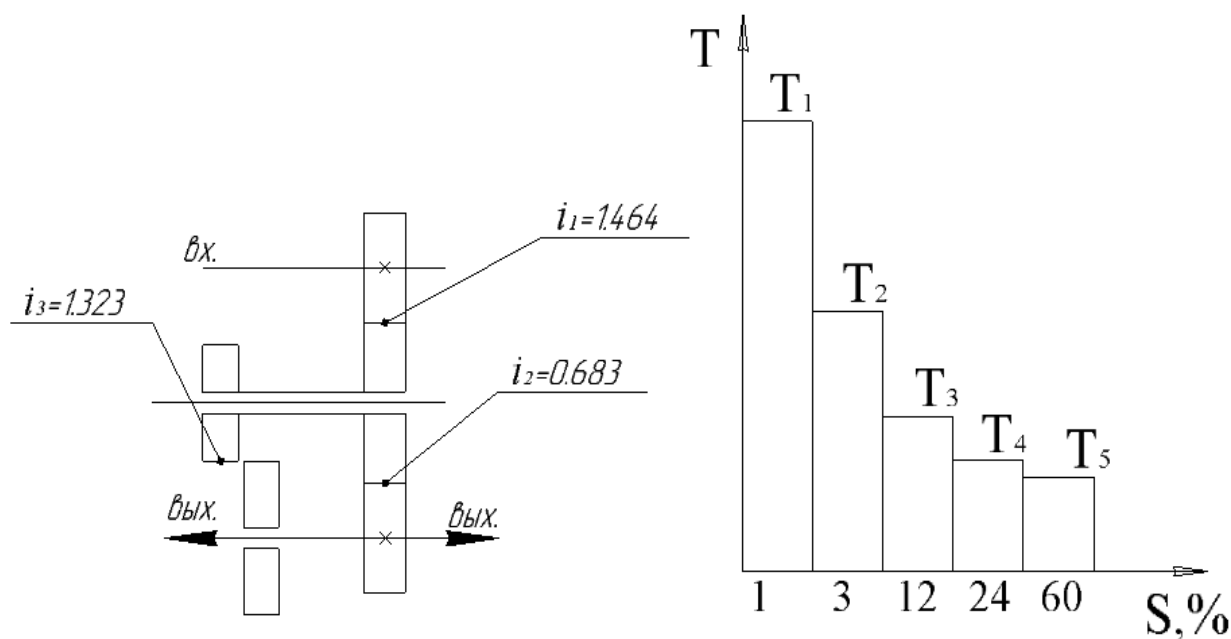


Рисунок 1 – Схема нагружения раздаточной коробки

$$T_n = T_{e \max} \cdot k \cdot i_{кп} \cdot i_1. \quad (27)$$

$$T_1 = 203 \cdot 1,464 \cdot 3,78 = 1123 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_2 = 203 \cdot 1,464 \cdot 2,6 = 772 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_3 = 203 \cdot 1,464 \cdot 1,55 = 460 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_4 = 203 \cdot 1,464 \cdot 1,0 = 297 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_5 = 203 \cdot 1,464 \cdot 0,82 = 243 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определение коэффициентов режима работы:

$$\mu_3 = \sum \frac{S_i}{S_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3, \quad (28)$$

$$\mu_3 = 0,01 \cdot 1^3 + 0,03 \cdot \left(\frac{772}{1123} \right)^3 + 0,12 \cdot \left(\frac{460}{1123} \right)^3 + 0,24 \cdot \left(\frac{297}{1123} \right)^3 + 0,6 \cdot \left(\frac{243}{1123} \right)^3 = 0,04,$$

$$\mu_6 = \sum \frac{S_i}{S_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6,$$

$$\mu_6 = 0,01 \cdot 1^6 + 0,03 \cdot \left(\frac{772}{1123} \right)^6 + 0,12 \cdot \left(\frac{460}{1123} \right)^6 + 0,24 \cdot \left(\frac{297}{1123} \right)^6 + 0,6 \cdot \left(\frac{243}{1123} \right)^6 = 0,004$$

$$\mu_9 = \sum \frac{S_i}{S_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9,$$

$$\mu_9 = 0,01 \cdot 1^9 + 0,03 \cdot \left(\frac{772}{1123} \right)^9 + 0,12 \cdot \left(\frac{460}{1123} \right)^9 + 0,24 \cdot \left(\frac{297}{1123} \right)^9 + 0,6 \cdot \left(\frac{243}{1123} \right)^9 = 0,001.$$

Определяем допускаемые контактные напряжения.

«Суммарное число циклов из пробег»:

$$N_{\Sigma 1} = \frac{S \cdot i_0}{2\pi \cdot r_k} \gg [9], \quad (29)$$

$$N_{\Sigma 1} = \frac{180 \cdot 10^6 \cdot 5,481}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,35} = 4,48 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ},$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i}, \quad (30)$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{4,48 \cdot 10^8}{1,464} = 3,06 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ}.$$

«Эквивалентное число циклов:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_3 \gg [9], \quad (31)$$

$$N_{HE1} = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,04, = 1,79 \cdot 10^7 \text{ ЦИКЛОВ}.$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{i},$$

$$N_{HE2} = \frac{1,79 \cdot 10^7}{1,464} = 1,22 \cdot 10^7 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

Базовое число циклов:

$$N_{HG1} = 340 \cdot HRC_1^{3,15} + 8 \cdot 10^6, \quad (32)$$

$$N_{HG1} = 340 \cdot 60^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 1,3 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

$$N_{HG2} = 340 \cdot HRC_2^{3,15} + 8 \cdot 10^6,$$

$$N_{HG2} = 340 \cdot 56^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 1,17 \cdot 10^8 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

Выбор материала.

Сталь 20ХН3А ГОСТ4543-71, термообработка – цементация.

«Твердость: шестерня 58 HRC, колесо 56 HRC. Из-за большей нагруженности материал шестерни большей твердости, чем материал колеса» [14].

«Коэффициенты долговечности:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{G1}}{N_{HE1}}} \gg [9], \quad (33)$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{1,3 \cdot 10^8}{1,79 \cdot 10^7}} = 1,39.$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{G2}}{N_{HE2}}}, \quad (34)$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{1,17 \cdot 10^8}{1,22 \cdot 10^6}} = 2,13.$$

Пределы контактной выносливости:

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 21 \cdot HRC_1, \quad (35)$$

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 21 \cdot 58 = 1218 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{H \text{ lim2}} = 21 \cdot HRC_2, \quad (36)$$

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 21 \cdot 56 = 1176 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса шестерни и колеса:

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,1.$$

«Допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \text{ lim1}} \cdot Z_{N1}}{S_{H1}} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X \text{ » [9],} \quad (37)$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{1218 \cdot 1,39}{1,1} \cdot 1 = 1539 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim2}} \cdot Z_{N2}}{S_{H2}} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X, \quad (38)$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{1176 \cdot 2,13}{1,1} \cdot 1 = 2277 \text{ МПа.}$$

Расчетное допускаемое напряжение.

За расчетное напряжение принимается меньшее из $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$ – $[\sigma]_H = 1539 \text{ МПа.}$

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $\psi_d = 0,2$; $K_{h\beta} = K_{F\beta} = 1,02$.

Определение основных геометрических размеров передачи.

«Начальный диаметр шестерни:

$$d_{w1} = 770 \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot k_a \cdot K_{h\beta} \cdot (u+1)}{\psi_d \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u^2}} \text{ » [9],} \quad (39)$$

$$d_{w1} = 770 \cdot \sqrt{\frac{1123 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot (1 + 1,464)}{0,2 \cdot 1539^2 \cdot 1,464^2}} = 94,54 \text{ мм.}$$

«Расчетная ширина колеса:

$$b_{w2} = 0,2 \cdot d_{w1} \gg [9], \quad (40)$$

$$b_{w2} = 0,2 \cdot 94,54 = 25 \text{ мм.}$$

«Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_{w1} \cdot (u + 1)}{2} \gg [9], \quad (41)$$

$$a_w = \frac{94,54 \cdot (1 + 1,464)}{2} = 116,47 \text{ мм.}$$

Принимаем межосевое расстояние $a_w = 117 \text{ мм.}$

Определение геометрии зацепления.

Модуль: $m = (0,01 \dots 0,03) \cdot a_w = 1,5 \dots 3,5$. Принимаем модуль $m = 3,15$.

«Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_w}{m \cdot (u + 1)} \gg [9], \quad (42)$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 117 \cdot \cos 22^\circ}{3,15 \cdot (1 + 1,464)} = 28 \text{ зубьев.}$$

«Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u \gg [9], \quad (43)$$

$$z_2 = 28 \cdot 1,464 = 41 \text{ зуб.}$$

«Фактическое передаточное отношение:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \gg [9], \quad (44)$$

$$u = \frac{41}{28} = 1,464.$$

«Угол наклона зуба:

$$\beta_w = \arccos\left(\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right) \gg [9], \quad (45)$$

$$\beta_w = \arccos\left(\frac{3,15 \cdot (28 + 41)}{2 \cdot 117}\right) = 21,72^\circ.$$

«Осевой шаг:

$$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta_w} \gg [9], \quad (46)$$

$$p_x = \frac{3,141 \cdot 3,15}{\sin 21,72^\circ}.$$

«Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} \gg [9], \quad (47)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{25}{26,73} = 0,935.$$

Диаметры зубчатых колес.

«Начальный диаметр:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta_w} \gg [9], \quad (48)$$

$$d_{w1} = \frac{3,15 \cdot 28}{\cos 21,72^\circ} = 94,94 \text{ мм.}$$

$$d_{w2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_w}, \quad (49)$$

$$d_{w2} = \frac{2,75 \cdot 41}{\cos 21,72^\circ} = 139,02 \text{ мм.}$$

«Диаметры выступов:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m \quad [9], \quad (50)$$

$$d_{a1} = 94,94 + 2 \cdot 3,15 = 101,24 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m, \quad (51)$$

$$d_{a2} = 139,02 + 2 \cdot 3,15 = 145,32 \text{ мм.}$$

«Диаметры впадин:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m \quad [9], \quad (52)$$

$$d_{f1} = 94,94 - 2,5 \cdot 3,15 = 87,06 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2,5 \cdot m, \quad (53)$$

$$d_{f2} = 139,02 - 2,5 \cdot 3,15 = 131,14 \text{ мм.}$$

«Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos 21,72^\circ \quad [9], \quad (54)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{41} \right) \right] \cdot \cos 21,72^\circ = 1,568.$$

«Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \gg [9], \quad (55)$$

$$\varepsilon_\gamma = 1,568 + 0,935 = 2,503.$$

Скорость и силы в зацеплении.

«Окружная скорость в зацеплении:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} \gg [9], \quad (56)$$

$$V = \frac{3,141 \cdot 139,02 \cdot 2203}{60000} = 16,03 \text{ м/с.}$$

«Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w1}} \gg [9], \quad (57)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 1123}{139,02} = 16,15 \text{ кН.}$$

«Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta_w} \gg [9], \quad (58)$$

$$F_r = 16,15 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 21,72^\circ} = 6,32 \text{ кН.}$$

Определение коэффициентов нагрузки.

Коэффициент внешней динамической нагрузки принимаем $K_a = 1$.

Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении:
при скорости $V = 16,03 \text{ м/с}$ и 8-ой степени точности: $K_{HV} = 1,51$, $K_{FV} = 2,29$.

«Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$\Psi_d = \frac{b_{w2}}{d_{w2}} \gg [9], \quad (59)$$

$$\Psi_d = \frac{25}{139,02} = 0,17.$$

Равен $K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1,04$.

Уточнение коэффициентов, учитывающих неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев.

«Суммарная погрешность основных шагов пары:

$$f_{pb\Sigma} = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2} \gg [9], \quad (60)$$

$$f_{pb\Sigma} = \sqrt{19^2 + 24^2} = 30,6.$$

Критерий допустимого повреждения активных поверхностей зубьев:

– по изгибу: $a_\alpha = 0,4$; $y_a = 0$;

$$C_\gamma = 0,5 \cdot (z_1 + z_2), \quad (61)$$

$$C_\gamma = 0,5 \cdot (28 + 41) = 34,5.$$

$$B = C_\gamma \cdot a_\alpha \cdot f_{pb\Sigma}, \quad (62)$$

$$B = 34,5 \cdot 0,4 \cdot 30,6 = 422,3.$$

– по контактными напряжениям:

$$y_a = 0,5 \cdot (y_{a1} + y_{a2}), \quad (63)$$

$$y_{a1} = \frac{160 \cdot f_{pb1}}{\sigma_{H \lim 1}}, \quad (64)$$

$$y_{a1} = \frac{160 \cdot 19}{1218} = 2,49.$$

$$y_{a2} = \frac{160 \cdot f_{pb2}}{\sigma_{H \lim 2}}, \quad (65)$$

$$y_{a2} = \frac{160 \cdot 24}{1176} = 3,26.$$

$$y_a = 0,5 \cdot (2,49 + 3,26) = 2,87.$$

$$B = C_\gamma \cdot (a_\alpha \cdot f_{pb\Sigma} - y_a), \quad (66)$$

$$B = 34,5 \cdot (0,4 \cdot 30,6 - 2,87) = 323,26.$$

Приведенные значения чисел зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_w}, \quad (67)$$

$$z_{v1} = \frac{28}{\cos^3(21,72^\circ)} \approx 35 \text{ зубьев},$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_w}, \quad (68)$$

$$z_{v1} = \frac{41}{\cos^3(21,72^\circ)} \approx 51 \text{ зуб.}$$

«Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев:

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{B \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_a \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \gg [9], \quad (69)$$

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5}} \cdot \frac{323,3 \cdot 25}{16150 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1,51} = 1,04.$$

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{B \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_a \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}, \quad (70)$$

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5}} \cdot \frac{422,3 \cdot 25}{16150 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 2,29} = 1,02.$$

Коэффициенты нагрузки:

$$K_H = K_a \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (71)$$

$$K_H = 1 \cdot 1,57 \cdot 1,04 \cdot 1,04 = 1,69.$$

$$K_F = K_a \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (72)$$

$$K_F = 1 \cdot 2,29 \cdot 1,04 \cdot 1,02 = 2,42.$$

Уточнение допускаемого контактного напряжения.

Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев при $R_a = 1,25$, $Z_R = 1$.

Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости $Z_V = 1$.

Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса при $d_{w1} \leq 700$ мм, $d_{w2} \leq 700$ мм, $Z_X = 1$.

Уточнения $[\sigma]_H$ не требуется.

Определение допускаемого напряжения при расчете на сопротивление усталости при изгибе.

Предел выносливости при изгибе по таблице $\sigma_{F\text{lim}1}^0 = 950$ МПа,
 $\sigma_{F\text{lim}2}^0 = 950$ МПа.

Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки $Y_z = 1$.

Коэффициент, учитывающий шлифование переходной поверхности $Y_{g1} = 1$, $Y_{g2} = 1,1$.

Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения $Y_d = 1$.

Коэффициент, учитывающий характер приложения нагрузки $Y_a = 1$.

Предел выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{F\text{lim}1} = \sigma_{F\text{lim}1}^0 \cdot Y_z \cdot Y_{g1} \cdot Y_a, \quad (73)$$

$$\sigma_{F\text{lim}1} = 950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F\text{lim}2} = \sigma_{F\text{lim}2}^0 \cdot Y_z \cdot Y_{g2} \cdot Y_a, \quad (74)$$

$$\sigma_{F\text{lim}2} = 950 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1045 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса при изгибе $S_{F1} = 1,55$, $S_{F2} = 1,55$.

Эквивалентные числа циклов при изгибе:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_6, \quad (75)$$

$$N_{FE1} = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,004 = 1,79 \cdot 10^6 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_6, \quad (76)$$

$$N_{FE2} = 3,06 \cdot 10^8 \cdot 0,001 = 3,06 \cdot 10^5 \text{ ЦИКЛОВ.}$$

Коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1,1$, $Y_{N2} = 1,1$, так как $N_{FE1,2} < 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент, учитывающий градиент напряжений:

$$Y_s = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m, \quad (77)$$

$$Y_s = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 3,15 = 0,994.$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности равен 1.

Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса:

$$Y_{x1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w1}, \quad (78)$$

$$Y_{x1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 94,94 = 1,04.$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w2}, \quad (79)$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 139,02 = 1,03.$$

Допускаемые напряжения по формуле:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F\text{lim}1} \cdot Y_{N1}}{S_{F1}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X1}, \quad (80)$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{950 \cdot 1,1}{1,55} \cdot 0,994 \cdot 1 \cdot 1,04 = 696 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F\text{lim}2} \cdot Y_{N2}}{S_{F2}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X2}, \quad (81)$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{1045 \cdot 1,1}{1,55} \cdot 0,994 \cdot 1 \cdot 1,03 = 759 \text{ МПа.}$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев при $x=0$ $Z_H = 2,44$.

«Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{\alpha}}} \gg [9], \quad (82)$$

$$Z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{1,57}} = 0,79.$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений при $x=0$ $Z_{V1} = 35$, $Y_{FS1} = 2,42$, $Z_{V2} = 51$, $Y_{FS2} = 2,36$.

«Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зубьев:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta_w}{120^{\circ}} \gg [9], \quad (83)$$

$$Y_{\beta} = 1 - 0,92 \cdot \frac{21,72^{\circ}}{120^{\circ}} = 0,83.$$

«Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} \gg [9], \quad (84)$$

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{1,57} = 0,63.$$

Проверка на сопротивление усталости.

«Проверка по контактным напряжениям проводится в соответствии с формулой:

$$\sigma_H = 190 \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_{w2} \cdot d_{w2} \cdot u}} \gg [9], \quad (85)$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,44 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{16150 \cdot 1,69 \cdot 2,464}{25 \cdot 139,02 \cdot 1,464}} = 1332 \text{ МПа.}$$

$\sigma_H < [\sigma]_H = 1539 \text{ МПа}$ условие прочности выполняется.

Проверка по напряжениям изгиба:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{696}{2,42} = 288 \text{ МПа, } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{759}{2,36} = 322 \text{ МПа.}$$

«Проверку ведем по шестерне:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \gg [9], \quad (86)$$

$$\sigma_F = \frac{16150 \cdot 2,42}{25 \cdot 3,15} \cdot 2,42 \cdot 0,83 \cdot 0,63 = 628 \text{ МПа.}$$

$\sigma_F = [\sigma]_F = 696 \text{ МПа}$ – условие прочности выполняется.

Проверка на прочность при максимальных напряжениях.

Допускаемые напряжения контактные напряжения равно 1910 МПа.

«Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_{F1 \max} = \frac{\sigma_{FS1}}{S_{S1}} \cdot Y_{gst1} \cdot Y_{dst} \cdot Y_{x1} \gg [9], \quad (87)$$

$$[\sigma]_{F1 \max} = \frac{1600}{1675} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,04 = 1045 \text{ МПа.}$$

«Действительные контактные напряжения:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{НОМ}}} \gg [9], \quad (88)$$

$$\sigma_{H \max} = 1332 \cdot \sqrt{1,5} = 1631 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max} = 1910 \text{ МПа}$ – условие прочности выполняется.

«Действительные напряжения изгиба:

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A} \gg [9], \quad (89)$$

$$\sigma_{F1 \max} = 628 \cdot \frac{1,5}{1} = 942 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{F1 \max} < [\sigma]_{F1 \max} = 1045 \text{ МПа}$ – условие прочности выполняется.

Выполним расчет вала привода переднего моста.

«Все радиальные силы от зацепления воспринимают подшипники корпуса дифференциала, на приводной вал действует только тангенциальная сила, следовательно, изгиба вала в вертикальной плоскости нет, и он считается только на кручение» [23].

На рисунке 2 представлена схема вала привода переднего моста.

«Максимальное напряжение определяется по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p}, \quad (90)$$

где T_{\max} – максимальный момент» [23].

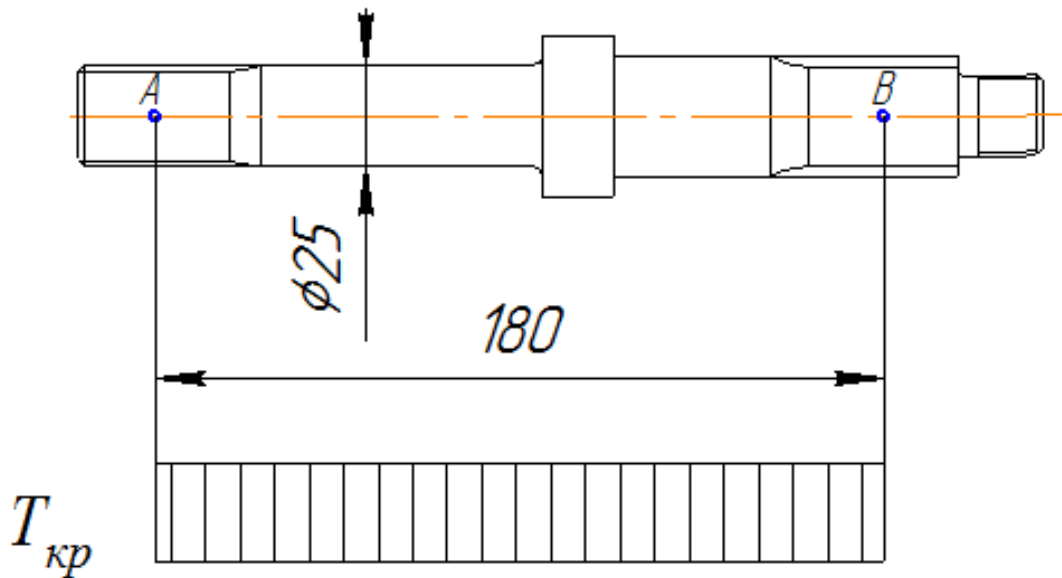


Рисунок 2 – Схема вала привода переднего моста

$$T_{\max} = T_{e \max} \cdot i_{кп} \cdot i_{рк} \cdot 0,5, \quad (91)$$

$$T_{\max} = 203 \cdot 3,78 \cdot 1,94 \cdot 0,5 = 744 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

«Момент инерции сечения определяется по формуле:

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 \gg [9], \quad (92)$$

$$W_p = 0,2 \cdot 0,025^3 = 3,12 \cdot 10^{-6}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{744}{3,12 \cdot 10^{-6}} = 238 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса по текучести, материал Сталь 35Х ГОСТ 4543-71,
 $[\tau]_T = 440 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 298 \text{ МПа}$.

$$n_T = \frac{[\tau]_T}{\tau_{\max}}, \quad (93)$$

$$n_T = \frac{440}{238} = 1,85 \text{ – условие прочности выполняется.}$$

«Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \gg [9], \quad (94)$$

$$K = \left(\frac{1,67}{0,7} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,45.$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max}, \quad (95)$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ МПа.}$$

Суммарное число циклов из пробега: $N_\Sigma = 4,48 \cdot 10^8$ циклов.

«Эквивалентное число циклов:

$$N_E = N_\Sigma \cdot \mu_6 \gg [9], \quad (96)$$

$$N_E = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,04 = 1,79 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности:

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{N_e}{N_G}}, \quad (97)$$

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{1,79 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,102.$$

$$\tau_{aE} = \tau_a \cdot K_g, \quad (98)$$

$$\tau_{aE} = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ МПа.}$$

«Коэффициент запаса по усталостному разрушению:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\psi_\tau \cdot \tau_m + K \cdot \tau_a} \gg [9], \quad (99)$$

$$n_\tau = \frac{298}{0,21 \cdot 30 + 2,45 \cdot 3} = 3,73 \leq [n]_\tau = 2,5 - \text{условие прочности выполняется.}$$

Выполним расчет вала привода заднего моста.

«Все радиальные силы от зацепления воспринимают подшипники корпуса дифференциала, на приводной вал действует только тангенциальная сила, следовательно, изгиба вала в вертикальной плоскости нет, и он считается только на кручение» [23].

На рисунке 3 представлена схема вала привода заднего моста.

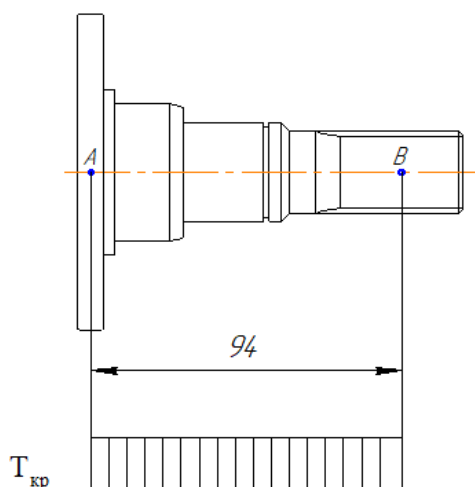


Рисунок 3– Схема вала привода заднего моста

«Максимальное напряжение определяется по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p}, \quad (100)$$

где T_{\max} – максимальный момент» [11].

$$T_{\max} = T_{e \max} \cdot i_{кн} \cdot i_{рк} \cdot 0,5, \quad (101)$$

$$T_{\max} = 203 \cdot 3,78 \cdot 1,94 \cdot 0,5 = 744 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

«Момент инерции сечения определяется по формуле:

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 \text{ » [9],} \quad (102)$$

$$W_p = 0,2 \cdot 0,025^3 = 3,12 \cdot 10^{-6}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{744}{3,12 \cdot 10^{-6}} = 238 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по текучести, материал Сталь 35Х ГОСТ 4543-71,
 $[\tau]_T = 440 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 298 \text{ МПа}$.

$$n_T = \frac{[\tau]_T}{\tau_{\max}}, \quad (103)$$

$$n_T = \frac{440}{238} = 1,85 \text{ – условие прочности выполняется.}$$

«Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \text{ » [9],} \quad (104)$$

$$K = \left(\frac{1,67}{0,7} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,45.$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max}, \quad (105)$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ МПа.}$$

Суммарное число циклов из пробега: $N_{\Sigma} = 4,48 \cdot 10^8$ циклов.

«Эквивалентное число циклов:

$$N_E = N_{\Sigma} \cdot \mu_6 \gg [9], \quad (106)$$

$$N_E = 4,48 \cdot 10^8 \cdot 0,04 = 1,79 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности:

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{N_e}{N_G}}, \quad (107)$$

$$K_g = \sqrt[6]{\frac{1,79 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,102.$$

$$\tau_{aE} = \tau_a \cdot K_g, \quad (108)$$

$$\tau_{aE} = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ МПа.}$$

«Коэффициент запаса по усталостному разрушению:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau} \cdot \tau_m + K \cdot \tau_a} \gg [9], \quad (109)$$

$$n_{\tau} = \frac{298}{0,21 \cdot 30 + 2,45 \cdot 3} = 3,73 \leq [n_{\tau}] = 2,5 - \text{условие прочности выполняется.}$$

Определение реакций на опорах корпуса дифференциала.

На рисунке 4 представлена схема сил, действующих на опорах дифференциала.

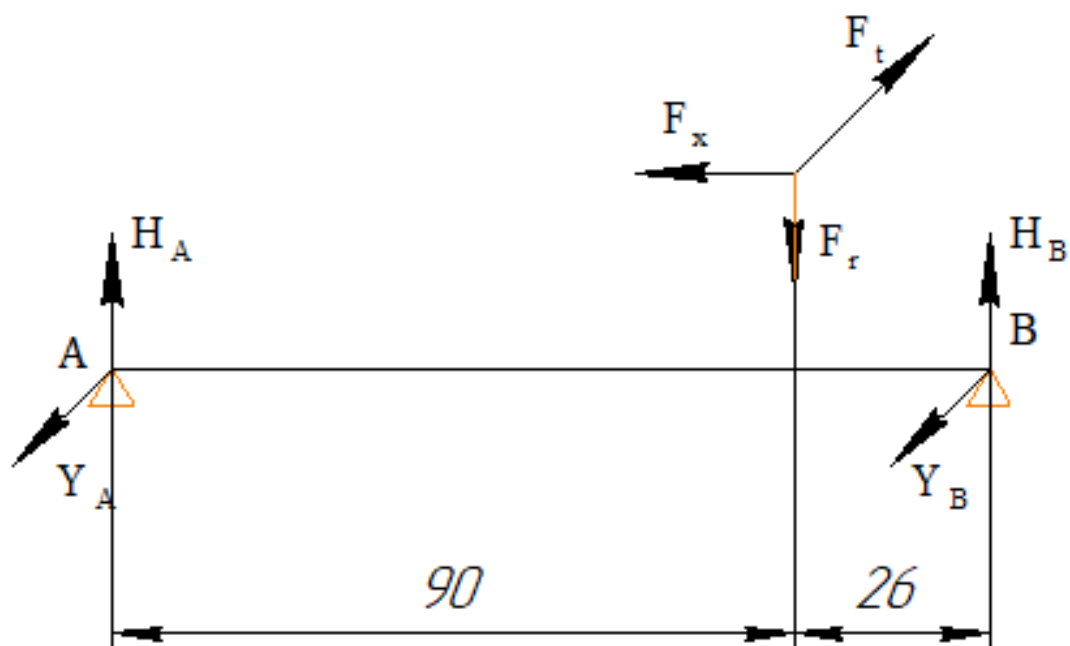


Рисунок 4 – Схема сил, действующих на опорах дифференциала

Силы в зацеплении.

«Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} \gg [9], \quad (110)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 770}{94,94} = 16,22 \text{ кН.}$$

«Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_w} \gg [9], \quad (111)$$

$$F_r = \frac{16220 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 21,72^\circ} = 6,35 \text{ кН.}$$

«Осевая сила:

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w \gg [9], \quad (112)$$

$$F_x = 16220 \cdot \operatorname{tg} 21,72^\circ = 6,46 \text{ кН.}$$

Уравнение равновесия:

$$\Sigma M_B = 0.$$

$$H_A \cdot (90 + 26) - F_x \cdot 47,5 - F_r \cdot 26 = 0.$$

$$H_A = \frac{F_x \cdot 47,5 + F_r \cdot 26}{(90 + 26)};$$

$$H_A = \frac{6460 \cdot 47,5 + 6350 \cdot 26}{(90 + 26)} = 4,07 \text{ кН.}$$

$$-Y_A \cdot (90 + 26) + F_r \cdot 26 = 0.$$

$$Y_A = \frac{16220 \cdot 26}{(90 + 26)} = 3,64 \text{ кН.}$$

$$\Sigma M_A = 0.$$

$$-H_B \cdot (90 + 26) - F_x \cdot 47,5 + F_r \cdot 90 = 0.$$

$$H_B = \frac{F_r \cdot 90 - F_x \cdot 47,5}{(90 + 26)} = 2,28 \text{ кН.}$$

$$Y_B \cdot (90 + 26) - F_r \cdot 90 = 0.$$

$$Y_B = \frac{16220 \cdot 90}{(90 + 26)} = 12,58 \text{ кН.}$$

Реакции опор:

$$R_A = \sqrt{H_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{4,07^2 + 3,63^2} = 5,45 \text{ кН.}$$

$$R_B = \sqrt{H_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{2,28^2 + 12,58^2} = 12,78 \text{ кН.}$$

$$F_a = F_x = 6,46 \text{ кН.}$$

Расчет подшипников корпуса дифференциала и приводных валов.

Правая опора.

«Расчетная динамическая нагрузка:

$$F_R = R_B \cdot V \cdot k_{\sigma} \cdot k_m \cdot k_n, \quad (113)$$

где V – коэффициент вращения, равен 1;

k_{σ} – коэффициент безопасности, равен 1,3;

k_m – температурный коэффициент, равен 1;

k_n – коэффициент нагрузки, равен 0,38» [11].

$$F_R = 12,78 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,38 = 6,31 \text{ кН.}$$

«Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника.

$$C_{\text{треб}} = F_R \cdot L_{\text{треб}}^{\frac{1}{p}} \leq C_r, \quad (114)$$

где C_r – динамическая грузоподъемность подшипника» [11].

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}, \quad (115)$$

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 2200}{10^6} = 132 \text{ млн. об.}$$

$$C_{\text{треб}} = 6,31 \cdot 132^{\frac{1}{3,33}} = 27,3 \text{ кН} \leq C_r = 45,7 \text{ кН.}$$

Выбираем роликовый цилиндрический радиальный подшипник №42210 ГОСТ 8328-75.

Левая опора.

«Расчетная динамическая нагрузка:

$$F_R = (X \cdot V \cdot R_A + Y \cdot F_a) \cdot k_{\sigma} \cdot k_m \cdot k_n \text{ » [9].} \quad (116)$$

Отношение осевой и радиальной нагрузок:

$$\frac{F_a}{V \cdot R_A} = \frac{6,46}{1 \cdot 5,45} = 1,185 > e = 0,34.$$

Коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок:

$$F_R = (5,45 \cdot 1 \cdot 0,56 + 1,31 \cdot 6,46) \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,38 = 5,69 \text{ кН.}$$

«Требуемая динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_{\text{треб}} = F_R \cdot L_{\text{треб}}^{\frac{1}{p}} \leq C_r,$$

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6} \gg [9],$$

$$L_{\text{треб}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 2200}{10^6} = 132 \text{ млн. об.}$$

$$C_{\text{треб}} = 5,69 \cdot 132^{\frac{1}{3,33}} = 32,13 \text{ кН} \leq C_r = 57,2 \text{ кН.}$$

Выбираем шариковый радиально-упорный подшипник №118 ГОСТ 8338-75.

«Подшипники валов привода ведущих мостов выбираем, исходя из посадочных диаметров, так как на них не действуют силы от зацепления, следовательно, реакции на них малы» [19].

Опора вала привода переднего моста.

$$D = 72 \text{ мм}, d = 30 \text{ мм}, B = 19 \text{ мм}, C_r = 28,1 \text{ кН}, C_0 = 14,6 \text{ кН.}$$

Подшипник шариковый радиально-упорный №50306 ГОСТ 2893-82.

Опора вала привода заднего моста.

$$D = 62 \text{ мм}, d = 30 \text{ мм}, B = 24 \text{ мм}, C_r = 15,6 \text{ кН}, C_0 = 6,2 \text{ кН.}$$

Подшипник шариковый двухрядный №1506 ГОСТ 28428-90.

Расчет шлицев включения повышающей передачи.

Материал зубчатого венца сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71,
 $\sigma_T = 682$ МПа.

Шлицы эвольвентные Эв. 98×4×23.

«Расчет на смятие.

$$\sigma_{см} = \frac{T \cdot k_{см}}{S_F \cdot l}, \quad (117)$$

где S_F – суммарный удельный статический момент площади рабочих поверхностей относительно оси вала;
 l – рабочая длина шлица, равна 6 мм.

$$S_F = 0,5 \cdot d_{cp} \cdot h \cdot z, \quad (118)$$

где d_{cp} – средний диаметр шлица, $d_{cp} = 93,6$ мм;

h – высота шлица, $h = 3,2$ мм;

z – число шлицев, $z = 23$ шт.;

$k_{см}$ – коэффициент концентрации нагрузки при смятии» [11].

$$k_{см} = k_s \cdot k_{np} \cdot k_n, \quad (119)$$

$$k_{см} = 1 \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 3.$$

$$S_F = 0,5 \cdot 0,0936 \cdot 0,0032 \cdot 23 = 0,00344.$$

$$\sigma_{см} = \frac{960 \cdot 3}{0,00344 \cdot 0,006} = 139 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{n \cdot k_{см}}, \quad (120)$$

$$[\sigma]_{см} = \frac{682}{1,4 \cdot 3} = 162,38 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$ – условие прочности выполняется.

Расчет на износостойкость:

$$\sigma_{изн} = \frac{T \cdot k_{изн}}{S_F \cdot l}, \quad (121)$$

$$k_{изн} = k_3 \cdot k_{np}, \quad (122)$$

$$k_{изн} = 1 \cdot 3,4 = 3,4.$$

$$\sigma_{изн} = \frac{960 \cdot 3,4}{0,00344 \cdot 0,006} = 158 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{изн} = \frac{[\sigma]_{усл}}{k_{изн} \cdot k_p}, \quad (123)$$

$$[\sigma]_{изн} = \frac{800}{3,4 \cdot 1} = 235 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{изн} \leq [\sigma]_{изн}$ – условие износостойкости выполняется.

Выполним расчет дифференциала.

Проектирование сателлитов и зубчатых колес выходных валов.

Модуль $m = 2,25$.

Число зубьев сателлита и колеса соответственно $z_1 = 6$ и $z_2 = 16$.

Угол наклона зубьев $\beta_w = 27^\circ$.

Коэффициенты смещения:

Из условия отсутствия подрезания зуба на шестерне и колесе $x_1 \geq x_{1\min}$;

$$x_2 \geq x_{2\min}.$$

$$x_{1\min} = 1 - 0,0801 \cdot z_1, \quad (124)$$

$$x_{1\min} = 1 - 0,0801 \cdot 6 = 0,519,$$

$$x_{2\min} = 1 - 0,0801 \cdot z_2, \quad (125)$$

$$x_{2\min} = 1 - 0,0801 \cdot 16 = -0,281.$$

Выбираем $x_1 = 0,519$; $x_2 = 0,5$.

Коэффициент суммы смещений:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0,519 + 0,5 = 1,019.$$

«Угол зацепления:

$$inv\alpha_w = inv\alpha + \frac{2 \cdot x_{\Sigma} \cdot tg\alpha}{z_1 + z_2} \gg [9], \quad (126)$$

$$inv20^{\circ} = inv\alpha + \frac{2 \cdot 1,019 \cdot 20^{\circ}}{6 + 16} = 0,04862.$$

Угол α_w находим по таблицам эвольвентной функции $\alpha_w = 29,111^{\circ}$.

«Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_w} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \gg [9], \quad (127)$$

$$a_w = \frac{2,25 \cdot (6 + 16)}{2 \cdot \cos 27^{\circ}} \cdot \frac{\cos 20^{\circ}}{\cos 29,11^{\circ}} = 29,876 \text{ мм.}$$

Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta_w}, \quad (128)$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 6}{\cos 27^{\circ}} = 15,15 \text{ мм.}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_w}, \quad (129)$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 16}{\cos 27^{\circ}} = 40,4 \text{ мм.}$$

«Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \gg [9], \quad (130)$$

$$a = \frac{15,15 + 40,04}{2} = 27,77 \text{ мм.}$$

«Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m} \gg [9], \quad (131)$$

$$y = \frac{29,876 - 27,77}{2,25} = 0,936.$$

«Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y \gg [9], \quad (132)$$

$$\Delta y = 1,019 - 0,936 = 0,083.$$

Диаметры начальных окружностей:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_w}, \quad (133)$$

$$d_{w1} = \frac{2,25 \cdot 6 \cdot \cos 27^\circ}{\cos 27^\circ \cdot \cos 29,11^\circ} = 16,27 \text{ мм.}$$

$$d_{w2} = \frac{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_w}, \quad (134)$$

$$d_{w2} = \frac{2,25 \cdot 6 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 27^\circ \cdot \cos 29,11^\circ} = 43,46 \text{ мм.}$$

Проверка вычислений:

$$a_w = \frac{16,27 + 43,46}{2} = 29,87 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = 2 \cdot m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + h_a + x_1 - \Delta y \right), \quad (135)$$

$$d_{a1} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left(\frac{6}{2} + 1 + 0,519 - 0,083 \right) = 19,96 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = 2 \cdot m \cdot \left(\frac{z_2}{2} + h_a + x_2 - \Delta y \right), \quad (136)$$

$$d_{a2} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left(\frac{16}{2} + 1 + 0,5 - 0,083 \right) = 42,38 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} = 2 \cdot m \cdot \left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a - c \right), \quad (137)$$

$$d_{f1} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left(\frac{6}{2} + 0,519 - 1 - 0,25 \right) = 10,21 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = 2 \cdot m \cdot \left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a - c \right), \quad (138)$$

$$d_{f2} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left(\frac{16}{2} + 0,5 - 1 - 0,25 \right) = 32,62 \text{ мм.}$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha, \quad (139)$$

$$d_{b1} = 15,15 \cdot \cos 20^\circ = 14,24 \text{ мм.}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha, \quad (140)$$

$$d_{b2} = 40,4 \cdot \cos 20^\circ = 37,96 \text{ мм.}$$

Коэффициенты перекрытия.

«Торцевое перекрытие:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - (d_{b1} + d_{b2}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \beta_w}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos 20^{\circ}} \quad [9], \quad (141)$$
$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{19,96^2 - 14,24^2} + \sqrt{42,38^2 - 37,96^2} - (14,24 + 37,96) \cdot \operatorname{tg} 29,11^{\circ} \cdot \cos 27^{\circ}}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,25 \cdot \cos 20^{\circ}} = 0,522.$$

«Осевое перекрытие:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta_w}{\pi \cdot m} \quad [9], \quad (142)$$
$$\varepsilon_{\beta} = \frac{22 \cdot \sin 27^{\circ}}{3,14 \cdot 2,25} = 1,413.$$

«Коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} \quad [9], \quad (143)$$
$$\varepsilon_{\gamma} = 0,522 + 1,413 = 1,935.$$

Расчет на прочность.

На рисунке 5 представлена схема сил, действующих на сателлиты дифференциала.

«Расчетная окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\max}}{d_{cam} \cdot k}, \quad (144)$$

где d_{cam} – диаметр, на котором расположены сателлиты,

$$d_{cam} = 59,75 \text{ мм};$$

k – количество сателлитов, $k = 8$.» [22].

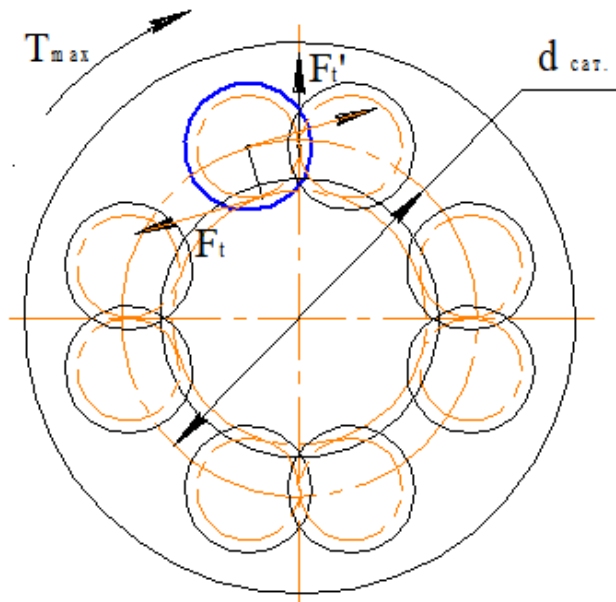


Рисунок 5 – Схема сил, действующих на сателлиты дифференциала

$$T_{\max} = M_{e \max} \cdot K \cdot i_{\text{кл}} \cdot i_{\text{рклизи?}} \quad (145)$$

$$T_{\max} = 203 \cdot 1,2 \cdot 3,78 \cdot 1,94 = 1786 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 1786}{0,0597 \cdot 8} = 7,5 \text{ кН}.$$

Материал: сталь 20ХНЗА ГОСТ 4543-71.

Вид термообработки – цементация, твердость шестерни 60 HRC, колеса 58 HRC.

Допускаемые напряжения:

– на контакт $[\sigma]_{\text{H}} = 2552 \text{ МПа}$,

– на изгиб $[\sigma]_{\text{ИЗ}} = 1600 \text{ МПа}$.

Контактные напряжения.

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{\alpha}}}, \quad (146)$$

$$z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{0,522}} = 1,38.$$

«Коэффициент, учитывающий форму зубьев:

$$z_H = \frac{2 \cdot (u + 1) \cdot \cos^2 \beta_w}{u \cdot \sin 2 \cdot \alpha_w} \gg [9], \quad (147)$$
$$z_H = \frac{2 \cdot (2,66 + 1) \cdot \cos^2 27^\circ}{2,66 \cdot \sin 2 \cdot 29,11^\circ} = 2,57.$$

«Расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_H = 190 \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u + 1)}{b_{w2} \cdot d_{w2} \cdot u}} \gg [9], \quad (148)$$
$$\sigma_H = 190 \cdot 2,57 \cdot 1,38 \cdot \sqrt{\frac{7500 \cdot 1 \cdot (2,66 + 1)}{22 \cdot 43,46 \cdot 2,66}} = 2214 \text{ МПа.}$$

$\sigma_H \leq [\sigma]_H = 2252 \text{ МПа}$ – условие прочности выполняется.

Напряжения изгиба.

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений при $x_1 = 0,519$, $x_2 = 0,5$, $z_1 = 6$, $Y_{FS1} = 2,48$, $z_2 = 16$, $Y_{FS2} = 2,23$.

«Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \gg [9], \quad (149)$$
$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,522} = 1,91.$$

«Расчетные напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \gg [9], \quad (150)$$

$$\sigma_F = \frac{7500 \cdot 1,5}{22 \cdot 2,25} \cdot 2,48 \cdot 1 \cdot 1,91 = 1077 \text{ МПа.}$$

$\sigma_F \leq [\sigma]_{ИЗ} = 1600 \text{ МПа}$ – условие прочности выполняется.

«Условие соосности выходной шестерни и корпуса дифференциала:

$$\frac{2 \cdot z_2}{k} = A, \quad (151)$$

где k – количество сателлитов;

A – целое число» [22].

$$\frac{2 \cdot 16}{8} = 4.$$

Условие соосности выполняется.

Давление на опорных поверхностях сателлитов и корпуса дифференциала.

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w, \quad (152)$$

$$F_x = 7500 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ = 3,82 \text{ кН,}$$

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F_x}{\pi \cdot d_c^2}, \quad (153)$$

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot 7500}{3,14 \cdot 0,013^2} = 56 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 70 \text{ МПа} \text{ – условие выполняется.}$$

Вывод по разделу.

В конструкторской части работы проведен расчет основных узлов и деталей раздаточной коробки передач. Важно учитывать, что разработка и внедрение новой системы раздаточной коробки с дифференциалом требует высокой квалификации и опыта инженеров, а также доступа к современным технологиям и оборудованию.

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 раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen T-2 для автомобиля УАЗ-3163, вероятно, спрос будет невелик, поэтому рационально организовать сборку по принципу мелкосерийного производства.

«При мелкосерийном производстве 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:

$$T_{д} = \frac{F_{д} \cdot 60 \cdot m}{N}, \quad (154)$$

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 120 шт» [8].

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

После этапа разработки создаем план технологического процесса сборки, который включает в себя графическое изображение последовательности операций, необходимых для производства конечного продукта.

«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» [8].

Перечень сборочных работ узловой и общей сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами представлен в таблице 18.

Таблица 18 – Перечень сборочных работ узловой и общей сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
Взять корпус дифференциала	0,1
Осмотреть корпус дифференциала на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии корпуса дифференциала заданным стандартам	1
Взять сателлиты	0,1

Продолжение таблицы 18

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
Осмотреть сателлиты на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам	1
Взять приводные шестерни	0,1
Осмотреть приводные шестерни на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам	1
Установить приводные шестерни в корпус дифференциала	0,6
Установить сателлиты в корпус дифференциала	0,8
Взять подшипник	0,1
Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить подшипник на корпус дифференциала	1,2
Взять крышку дифференциала	0,1
Осмотреть крышку дифференциала на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии вала заданным стандартам	1
Взять болт М8 (4 шт.)	0,05
Установить крышку дифференциала на корпусе дифференциала при помощи болтов М8	2
Взять вал привода заднего моста	0,1
Осмотреть вал привода заднего моста на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии вала заданным стандартам	1
Взять пыльник	0,1
Осмотреть пыльник на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить пыльник на вал привода заднего моста	0,8
Взять манжету	0,1
Осмотреть манжету на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить манжету на вал привода заднего моста	0,7
Установить крышку на вал привода заднего моста	1,2
Взять подшипник	0,1
Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить подшипник	0,7
Взять фиксирующее кольцо	0,05
Установить фиксирующее кольцо на вал привода заднего моста	0,6
Взять фиксирующее кольцо	0,1
Установить фиксирующее кольцо на вал привода заднего моста	0,6
Взять маслоотражатель	0,1
Установить маслоотражатель на вал привода заднего моста	0,4
Взять шестерню	0,1

Продолжение таблицы 18

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
Осмотреть шестерню на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии шестерни заданным стандартам	0,8
Установить шестерню на корпусе дифференциала	1
Взять вал привода переднего моста	0,1
Осмотреть вал привода переднего моста на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии вала заданным стандартам	1
Взять подшипник	0,1
Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить подшипник на вал привода переднего моста	0,9
Установить вал привода переднего моста в корпус дифференциала	0,9
Взять кольцо фиксирующее	0,1
Установить кольцо фиксирующее на вал привода переднего моста	0,7
Взять кольцо	0,1
Установить кольцо на вал привода переднего моста	0,7
Взять шестерню	0,1
Осмотреть шестерню на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии шестерни заданным стандартам	1
Установить шестерню на вал привода переднего моста	1,1
Взять хвостовик	0,1
Осмотреть хвостовик на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии хвостовика заданным стандартам	0,9
Взять болт М8 (6 шт.)	0,06
Закрепить хвостовик на корпусе дифференциала при помощи болтов М6	2,4
Взять шестерню привода спидометра	0,1
Осмотреть шестерню привода спидометра на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии шестерни привода спидометра заданным стандартам	1
Взять подшипник	0,1
Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить подшипник на вал привода заднего моста	1,1
Взять крышку	0,1
Осмотреть крышку на наличие трещин или повреждений, ровность и	1

Продолжение таблицы 18

Операции, входящие в состав основных и вспомогательных переходов	Время на выполнение операции, мин.
целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии крышки заданным стандартам	
Взять болт М8 (4 шт.)	0,05
Установить крышку на корпусе дифференциала при помощи болтов М8	2,0
Взять манжету	0,1
Осмотреть манжету на наличие трещин или повреждений	0,5
Установить манжету в крышку	0,8
Проверить качество выполненных операций и выполнить регулировку	21
Выполнить обкатку	60
Итого:	130,7

Определим общее оперативное время на все виды работ:

$$t_{on}^{общ} = \sum t_{on1} + t_{on2} + \dots + t_{on_n}, \quad (155)$$

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

«Определяем суммарную трудоемкость сборки изделия по формуле:

$$t_{ум}^{общ} = t_{on}^{общ} + t_{on}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100} \right), \quad (156)$$

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].

$$t_{ум}^{общ} = 130,7 + 130,7 \cdot \left(\frac{3+5}{100} \right) = 141,2 \text{ мин.}$$

4.2 Разработка технологического процесса сборки

Составим порядок выполнения технологических операций, укажем используемые приспособления и занесем время, требуемое для выполнения каждой операции, в таблицу 19.

Таблица 19 – Технологический процесс сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
005	Сборочная	1	Взять корпус дифференциала	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	9,65
		2	Осмотреть корпус дифференциала на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии корпуса дифференциала заданным стандартам		
		3	Взять сателлиты		
		4	Осмотреть сателлиты на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам		
		5	Осмотреть приводные шестерни на наличие трещин или		

Продолжение таблицы 19

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
			повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии заданным стандартам		
		6	Установить приводные шестерни в корпус дифференциала		
		7	Установить сателлиты в корпус дифференциала		
		8	Взять подшипник		
		9	Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений		
		10	Установить подшипник на корпус дифференциала		
		11	Взять крышку дифференциала		
		12	Осмотреть крышку дифференциала на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии вала заданным стандартам		
		13	Взять болт М8 (4 шт.)		
		14	Установить крышку дифференциала на корпусе дифференциала при помощи болтов М8		

Продолжение таблицы 19

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
010	Сборочная	1	Взять вал привода заднего моста	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	10,05
		2	Осмотреть вал привода заднего моста на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии вала заданным стандартам		
		3	Взять пыльник		
		4	Осмотреть пыльник на наличие трещин или повреждений		
		5	Установить пыльник на вал привода заднего моста		
		6	Взять манжету		
		7	Осмотреть манжету на наличие трещин или повреждений		
		8	Установить манжету на вал привода заднего моста		
		9	Установить крышку на вал привода заднего моста		
		10	Взять подшипник		
		11	Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений		
		12	Установить подшипник		
		13	Взять фиксирующее кольцо		
		14	Установить фиксирующее кольцо на вал привода заднего моста		

Продолжение таблицы 19

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
		15	Взять фиксирующее кольцо		
		16	Установить фиксирующее кольцо на вал привода заднего моста		
		17	Взять маслоотражатель		
		18	Установить маслоотражатель на вал привода заднего моста		
		19	Взять шестерню		
		20	Осмотреть шестерню на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии шестерни заданным стандартам		
		21	Установить шестерню на корпусе дифференциала		
015	Сборочная	1	Взять вал привода переднего моста	Набор необходимого инструмента для выполнения сборки: набор инструмента универсальный 1/4", 1/2" DR S04H524179S Jonnesway, слесарный молоток, оправка, отвертка,	18,11
		2	Осмотреть вал привода переднего моста на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров		

Продолжение таблицы 19

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
			и геометрии вала заданным стандартам	инструмент для снятия стопорных колец	
		3	Взять подшипник		
		4	Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений		
		5	Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений соответствие размеров и геометрии вала заданным стандартам		
		6	Установить подшипник на вал привода переднего моста		
		7	Установить вал привода переднего моста в корпус дифференциала		
		8	Взять кольцо фиксирующее		
		9	Установить кольцо фиксирующее на вал привода переднего моста		
		10	Взять кольцо		
		11	Установить кольцо на вал привода переднего моста		
		12	Взять шестерню		
		13	Осмотреть шестерню на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии шестерни		

Продолжение таблицы 19

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
			заданным стандартам		
		14	Установить шестерню на вал привода переднего моста		
		15	Взять хвостовик		
		16	Осмотреть хвостовик на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров и геометрии хвостовика заданным стандартам		
		17	Взять болт М8 (6 шт.)		
		18	Закрепить хвостовик на корпусе дифференциала при помощи болтов М6		
		19	Взять подшипник		
		20	Осмотреть подшипник на наличие трещин или повреждений		
		21	Установить подшипник на вал привода заднего моста		
		22	Взять крышку		
		23	Осмотреть крышку на наличие трещин или повреждений, ровность и целостность сварных швов, коррозию и ржавчину, правильность установки и крепления компонентов, соответствие размеров		

Продолжение таблицы 19

Номер операции	Операция	Позиция	Подробное описание содержания операции	Оборудование, инструмент, приспособление	Суммарное время операций, мин.
			и геометрии крышки заданным стандартам		
		24	Взять болт М8 (4 шт.)		
		25	Установить крышку на корпусе дифференциала при помощи болтов М8		
		26	Взять манжету		
		27	Осмотреть манжету на наличие трещин или повреждений		
		28	Установить манжету в крышку		
010	Регулировочная	1	Проверить качество выполненных операций и выполнить регулировку	Стенд для обкатки раздаточной коробки	81
		2	Выполнить обкатку		

Технологическая схема сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами представлена в графической части ВКР.

Выводы по разделу.

В разделе выполнено обоснование выбора технологического процесса, определена трудоемкость сборки, разработан технологический процесс сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами 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 дифференциала раздаточной коробки с приводными валами 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 20).

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 20 – 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 дифференциала раздаточной коробки с приводными валами	<ol style="list-style-type: none"> 1. Установка шестерен на вал дифференциала. 2. Установка подшипников и уплотнительных колец. 3. Установка полуосей и их крепление. 4. Проверка зазоров и смазка деталей. 5. Установка крышек и их закрепление. 6. Проверка работоспособности дифференциала. 	Слесарь по ремонту автомобилей четвертого 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

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» [17].

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

Таблица 21 содержит результаты идентификации профессиональных рисков сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами.

Таблица 21 – Результаты идентификации профессиональных рисков

Операция	ОиВПФ	Источник возникновения ОиВПФ
1. Установка шестерен на вал дифференциала. 2. Установка подшипников и уплотнительных колец. 3. Установка полуосей и их крепление. 4. Проверка зазоров и смазка деталей. 5. Установка крышек и их закрепление.	«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей автомобиля	Элементы конструкции рабочего оборудования

Продолжение таблицы 21

Операция	ОиВПФ	Источник возникновения ОиВПФ
6. Проверка работоспособности дифференциала	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].	

После того как мы идентифицировали риски в профессии необходимо рассмотреть методологию их снижения.

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 22.

Таблица 22 – 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)» [20].

Продолжение таблицы 22

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях рабочего оборудования»	<p>Выполнение на регулярной основе планово-предупредительного обслуживания.</p> <p>Эксплуатация технологического оборудования в строгом соответствии с инструкцией.</p> <p>Санитарно-гигиенические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования; – знаки безопасности, цвета, разметка по ГОСТ 12.4.026-2015 	<p>Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)» [18].</p>
Повышенный уровень шума	<ul style="list-style-type: none"> – 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 	<p>«Защитные противошумные наушники, беруши противошумные» [20].</p>

Продолжение таблицы 22

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
<p>Возможность поражения электрическим током</p>	<p>экраны.</p> <ul style="list-style-type: none"> – 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; 	<p>«Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей» [15].</p>
	<ul style="list-style-type: none"> – 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 22

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
	<ul style="list-style-type: none"> – 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	<ul style="list-style-type: none"> – 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	<p>Оздоровительно-профилактические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> – 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» [7]. 	–

Продолжение таблицы 22

Профессиональный риск	Мероприятия для уменьшения профессиональных рисков	Средства индивидуальной защиты
Монотонность труда	<ul style="list-style-type: none"> – 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. 	

Из таблицы видно, что на каждый профессиональный риск работодатель обязан проводить соответствующие мероприятия для их снижения.

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 23).

Таблица 23 – 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 дифференциала раздаточной коробки с приводными валами и заносим мероприятия по пожарной безопасности в таблицу 24.

Таблица 24 – Перечень мероприятий по пожарной безопасности при сборке дифференциала раздаточной коробки с приводными валами

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 и сведем их в таблицу 25.

Таблица 25 – Идентификация негативных (вредных, опасных) экологических факторов

Технологический процесс	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
«Сборка дифференциала раздаточной коробки с приводными валами»	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» [11].

Выводы по разделу.

В данном разделе разработан паспорт производственно-технологического процесса сборки дифференциала раздаточной коробки с приводными валами, выявлены профессиональные риски и определены методы и средства их снижения, идентифицирован класс и опасные факторы пожара, разработаны мероприятия по обеспечению пожарной безопасности, идентифицированы экологические факторы и разработаны мероприятия по их снижению.

6 Экономическая эффективность проекта

«Рассчитаем затраты на изготовление конструкции раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen T-2 для автомобиля УАЗ-3163 по формуле:

$$C_{\text{кон}} = C_{\text{к.д}} + C_{\text{о.д}} + C_{\text{п.д}} + C_{\text{сб.н}} + C_{\text{о.н}}, \quad (157)$$

где $C_{\text{к.д}}$ – стоимость изготовления корпусных деталей, р.;

$C_{\text{о.д}}$ – затраты на изготовление оригинальных деталей, р.;

$C_{\text{п.д}}$ – цена покупных деталей, изделий, агрегатов, р.;

$C_{\text{о.н}}$ – общепроизводственные накладные расходы на изготовление конструкции, р.» [23]

«Рассчитываем стоимость изготовления корпусных деталей:

$$C_{\text{к.д}} = Q_{\text{к}} \cdot C_{\text{к}}, \quad (158)$$

где $Q_{\text{к}}$ – масса материала, израсходованного на изготовление корпусных деталей, кг;

$C_{\text{к}}$ – средняя стоимость 1 кг готовых деталей, принимаем 150,0 р./кг» [27].

$$C_{\text{к.д}} = 34 \cdot 150 = 5100 \text{ руб.}$$

«Рассчитываем затраты на изготовление оригинальных деталей:

$$C_{\text{о.д}} = C_{\text{прн}} \cdot C_{\text{м}}, \quad (159)$$

где $C_{\text{прн}}$ – заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовление оригинальных деталей, с учетом дополнительной зарплаты и отчислений, р.

$$C_{\text{ПРН}} = t \cdot C_{\text{ч}} \cdot k_t, \quad (160)$$

где t – средняя трудоемкость на изготовление отдельных деталей, чел.-ч.;

$C_{\text{ч}}$ – часовая ставка рабочих, отчисляемая по среднему разряду;

k_t – коэффициент, учитывающий доплаты к основной зарплате, принимается от 1,025 до 1,03» [23].

$$C_{\text{ПРН}} = 12 \cdot 94 \cdot 1,03 = 1161,84 \text{ р.}$$

Рассчитываем дополнительную заработную плату по формуле:

$$C_{\text{д}} = \frac{(5 \dots 12) \cdot C_{\text{нр}}}{100}, \quad (161)$$

$$C_{\text{д}} = \frac{10 \cdot 1161,84}{100} = 116,84 \text{ р.}$$

Рассчитываем начисления на заработную плату по формуле:

$$C_{\text{соц}} = \frac{30 \cdot (C_{\text{нр}} + C_{\text{д}})}{100} \quad (162)$$

$$C_{\text{соц}} = \frac{30 \cdot (1161,84 + 116,84)}{100} = 383,4 \text{ р.},$$

«Рассчитываем стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей по формуле:

$$C_{\text{М}} = Ц \cdot Q_3, \quad (163)$$

где $Ц$ – цена 1 кг материала заготовок, р./кг;

Q_3 – масса заготовки, кг» [24].

$$C_M = 210 \cdot 100 = 21000 \text{ р.}$$

$$C_{o.d} = 1161,84 + 116,84 + 383,4 + 21000 = 22661,43 \text{ р.}$$

«Рассчитываем полную заработную плату производственных рабочих, занятых на сборке по формуле:

$$C_{CB.П} = C_{CB} + C_{д.СБ} + C_{соц.СБ}, \quad (164)$$

где C_{CB} – основная заработная плата рабочих, занятых на сборке, р.;

$C_{д.СБ}$ – дополнительная заработная плата рабочих, занятых на сборке, р.;

$C_{соц.СБ}$ – отчисления соцстраху рабочих, р.» [27].

«Рассчитываем основную заработную плату рабочих, занятых на сборке по формуле:

$$C_{CB} = T_{CB} \cdot C_q \cdot k_t, \quad (165)$$

где T_{CB} – нормативная трудоемкость на сборку конструкции, чел.-ч.

$$T_{CB} = k_c \cdot \sum t_{c.б}, \quad (166)$$

где $t_{c.б}$ – трудоемкость сборки составных частей, чел.-ч., по справочным данным принимаем равным 8,0 чел.-ч.

k_c – коэффициент, учитывающий непредусмотренные работы, принимаем равным 1,25» [27].

$$T_{CB} = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ чел.} \cdot \text{ч.},$$

$$C_{CB} = 10 \cdot 94 \cdot 1,03 = 968,2 \text{ р.},$$

$$C_{д.СБ} = 0,1 \cdot 968,2 = 96,82 \text{ р.},$$

$$C_{соц.СБ} = 0,3 \cdot (968,2 + 96,82) = 319,5 \text{ р.},$$

$$C_{сб.л} = 968,2 + 96,82 + 319,5 = 1384,52 \text{ р.}$$

«Рассчитываем общепроизводственные накладные расходы на изготовление приспособления по формуле:

$$C_{он} = \frac{C'_{пр} \cdot R_{оп}}{100}, \quad (167)$$

где $C'_{пр}$ – основная заработная плата производственных рабочих, участвующих в изготовлении аппарата, р.;

$R_{оп}$ – процент общепроизводственных накладных расходов, %» [27].

$$C'_{пр} = C_{пр} + C_{сб.л}. \quad (168)$$

$$C'_{пр} = 1161,84 + 968,2 = 2130,04 \text{ р.}$$

$$C_{он} = \frac{2130,04 \cdot 40}{100} = 852,01 \text{ р.}$$

Стоимость покупных деталей, изделий, агрегатов (подшипники, уплотнительные и стопорные кольца, пыльники, гайки, болты, шайбы заглушки и так далее) представлены в таблице 26.

Таблица 26 – Затраты по статье «материалы» на конструкторскую разработку

Наименование материала	Единица измерения	Цена за единицу измерения, руб.	Норма расхода	Сумма, руб.
Прокладка	шт.	8	6	48
Подшипник	шт.	310	7	2170
Уплотнительное кольцо	шт.	26	4	104
Стопорное кольцо	шт.	11	6	66
Пыльник	шт.	80	3	240
Маслоотражатель	шт.	65	4	260
Заглушка	шт.	9	3	27
Болт	шт.	8	20	160
Шайба	шт.	4	20	80
Гайка	шт.	5	21	105
Итого:	–	–	–	3260

$$C_{п.д} = 48 + 2170 + 104 + 66 + 240 + 260 + 27 + 160 + 80 + 105 = 3260 \text{ р.}$$

Далее рассчитываем годовую экономию, годовой экономический эффект и срок окупаемости конструкторской разработки.

Рассчитываем затраты на изготовление конструкции по формуле:

$$C_{кон} = 5100 + 22661,43 + 1384,52 + 852,01 + 2130,04 = 32128,01 \text{ р.}$$

Как видно из расчетов, общие затраты на изготовление конструкции равны 32128,01 р.

«Рассчитываем годовую экономию от снижения себестоимости при внедрении конструкции по формуле:

$$\mathcal{E}_Г = (T_C - T_H) \cdot 12 \cdot C_ч + \mathcal{E}_к, \quad (169)$$

где T_C – среднемесячная трудоемкость при старой технологии, чел.-ч;

T_H – среднемесячная трудоемкость при новой технологии, чел.-ч;

$C_ч$ – часовая ставка рабочих, по 4-у разряду, 94 р./ч.» [27].

Экономия денежных средств достигается за счёт снижения среднемесячной трудоемкости при применении новой технологии и как следствие снижение трудоемкости приводит к экономии денежных средств.

$$\mathcal{E}_Г = (15 - 12) \cdot 1294 + (45000 - 32128) = 9487,99 \text{ р.}$$

Рассчитываем срок окупаемости по формуле:

$$O_{ок} = \frac{C_{кон}}{\mathcal{E}_Г}, \quad (170)$$

$$O_{OK} = \frac{32128}{9487,99} = 3,38 \text{ года.}$$

Рассчитываем годовой экономический эффект от внедрения конструкции по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{эф}} = \mathcal{E}_Г - 0,15 \cdot C_{\text{кон}}, \quad (171)$$

$$\mathcal{E}_{\text{эф}} = 9487,99 - 0,15 \cdot 32128 = 14307,2 \text{ р.}$$

Все полученные результаты сводим в таблицу 27.

Таблица 27 – Результаты расчета

Показатель	Единица измерения	Значение	
		До внедрения	После внедрения
Стоимость изготовления конструкции	руб.	45000,0	32128,01
Трудоёмкость при использовании конструкции	чел.-ч.	15,0	12
Годовая экономия от снижения при внедрении конструкции	руб.	-	9487,99
Годовой экономический эффект	руб.	-	14307,19
Срок окупаемости	год.	-	3,39

Выводы по разделу.

Изготовление конструкции раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen Т-2 для автомобиля УАЗ-3163 позволит улучшить характеристики автомобиля, повысить его проходимость и устойчивость на дороге. Экономическая эффективность проекта будет определяться стоимостью изготовления конструкции и увеличением спроса на автомобили УАЗ-3163 с улучшенной раздаточной коробкой.

В целом, проект по изготовлению конструкции раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen Т-2 для автомобиля УАЗ-3163 имеет потенциал для успешной реализации и прибыльности при правильном подходе к его реализации.

Заключение

Разработка раздаточной коробки с дифференциалом типа Torsen T-2 для автомобиля УАЗ-3163 позволит улучшить управляемость и проходимость автомобиля в различных дорожных условиях.

В ходе разработки дипломной работы был проведен литературный обзор и анализ раздаточных коробок и дифференциалов.

Литературный обзор позволил выявить основные принципы работы раздаточных коробок и дифференциалов, а также их основные характеристики и применение в автомобильной промышленности. Анализ раздаточных коробок и дифференциалов показал, что они играют важную роль в работе автомобиля и влияют на его производительность и безопасность. Поэтому разработка новых технологий и улучшение существующих конструкций является актуальной задачей для автомобильных производителей.

Использование дифференциала типа Torsen T-2 обеспечит более эффективное распределение крутящего момента между передними и задними колесами, что повысит устойчивость и управляемость автомобиля.

Разработка данного устройства позволит улучшить характеристики автомобиля УАЗ-3163 и сделать его более конкурентоспособным на рынке внедорожных автомобилей.

Применение дифференциала типа Torsen T-2 также повысит безопасность вождения, уменьшив вероятность пробуксовки колес и потери управления в сложных условиях.

Дальнейшее исследование и тестирование данной разработки позволит уточнить ее характеристики и оптимизировать работу раздаточной коробки для максимальной эффективности.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Абрамов, Н. Н. Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам [Текст] : (Общие положения и курсовое проектирование машины для земляных работ и содерж. дорог) : [Для вузов по специальности "Строит. и дор. машины и оборудование"]. - Москва : Высш. школа, 1972. - 120 с.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В. И. Анурьев, Ф. Ф. Калашников, И. М. Масленников. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва : Машгиз, 1962. - VIII, 687 с.
3. Баловнев, В. И. Машины для содержания и ремонта автомобильных дорог и аэродромов [Текст] : Атлас конструкций : [Учеб. пособие для вузов] / В. И. Баловнев, канд. техн. наук доц., И. А. Засов, канд. техн. наук. - Москва : Машиностроение, 1965. - 134 с.
4. Баловнев, В. И. Машины для содержания и ремонта автомобильных дорог и аэродромов [Текст] : Конструкция и основы расчета : [Учеб. пособие для автомоб.-дор. и инж.-строит. вузов] / В. И. Баловнев, И. А. Засов, Ю. Л. Карабан. - Москва : Машиностроение, 1964. - 296 с.
5. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
6. Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. -М.: Колос, 1973. – 195 с.
7. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
8. Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.

9. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.

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

11. Горина Л. Н. Раздел выпускной квалификационной работы "Безопасность и экологичность технического объекта". Учеб.-метод. пособие / Л. Н. Горина, М. И. Фесина ; ТГУ ; Ин-т машиностроения ; каф. "Управление промышленной и экологической безопасностью" . - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2018. - 41 с.

12. Грачев Ю. П. Математические методы планирования эксперимента / Ю. Л. Грачев. – М., 1979. – 195 с.

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

14. Дорожные и аэродромные снегоочистители [Текст] : Каталог-справочник. - Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1975. - 93 с.

15. Дорожные машины. Основы теории и расчета [Текст] : [Учеб. пособие для специальности "Подъемно-трансп., строит. и дор. машины"] / Проф. А. И. Анохин, канд. техн. наук Е. Р. Петерс, канд. техн. наук И. М. Эвентов, канд. техн. наук Н. Я. Хархута и др. ; Под общ. ред. д-ра техн. наук проф. А. И. Анохина. - Москва : Изд-во и тип. Дориздата, 1950 (13-я тип. Главполиграфиздата). - 372 с.

16. Живейнов Н.Н. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин [Текст] : [учебник для машиностроительных специальностей вузов] / Н. Н. Живейнов, Г. Н. Карасев, И. Ю. Цвей. - Москва : Машиностроение, 1988. – 278 с.

17. Зимнее содержание автомобильных дорог [Текст] / Г. В. Бялобжеский, А. К. Дюнин, В. Н. Денисов и др. - Москва : Транспорт, 1966. - 224 с.

18. Иванов А. Н. Снегоочистители отбрасывающего действия / А. Н. Иванов, В. А. Мишин. - М. : Машиностроение, 1981. - 159 с.
19. Инженерная экология и экологический менеджмент : учебник / М. В. Буторина [и др.] ; под ред. Н. И. Иванова [и др.]. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва : Логос, 2004. - 518 с.
20. Конструкция автомобиля. Шасси : учеб. для вузов / под ред. А. Л. Карунина. – М. : МГТУ МАМИ, 2000. – 528 с.
21. Маевская Е. Б. Экономика организации : учебник / Е. Б. Маевская. - Москва : ИНФРА-М, 2017. - 351 с.
22. Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация [Текст] : материалы международной научно-практической конференции / Министерство образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербургский филиал Научно-исследовательского центра "МашиноСтроение" [и др.] ; главный редактор Жуков Иван Алексеевич]. - Санкт-Петербург : СПбФ НИЦ МС, 2018-. - 21 см. № 2. - 2019. - 157 с.
23. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2т. Т.2. учебник для вузов; Под общей редакцией А. А. Полунгяна.- М:Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
24. Сметанин, В. И. Защита окружающей среды от отходов производства и потребления : Учеб. пособие / В. И. Сметанин. - Москва : КолосС, 2003. - 230 с.
25. Теория механизмов и машин : респ. междувед. научно-тех. сб. Вып. 36 / [редкол.: С. Н. Кожевников (отв. ред.) и др.]. - Харьков : Вища шк., 1984. - 129 с.
26. Феодосьев В.И. «Соппротивление материалов». – М: Наука, 1986. – 512 с.
27. Чумаков, Л. Л. Раздел выпускной квалификационной работы «Экономическая эффективность проекта». Уч.-методическое пособие / Л. Л. Чумаков. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. – 37 с.

28. Шалман, Д. А. Снегоочистители [Текст] / Д. А. Шалман, канд. техн. наук. - Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1967. - 191 с.
29. Экология транспорта : учебник. / Е.И.Павлова. - М. : Высш. шк., 2010. - 366, [2] с.
30. David A. Hensher, Kenneth J. Button / Handbook of transport modeling. - [2. impr.]. - Amsterdam [etc.] : Pergamon, 2002 [1] с. - 165 p.
31. Henzold G. Geometrical dimensioning and tolerancing for design, manufacturing and inspection / A handbook for geometrical product specification using ISO and ASME standards – Burlington, 2016. – 390 p.
32. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
33. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.
34. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.

Приложение А
Спецификации

Формат Зона Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
		<i>Документация</i>		
A4	24.ДП.01.34.5.61.00.000.ПЗ	Пояснительная записка	1	
A1	24.ДП.01.34.5.61.00.000.СБ	Сборочный чертёж	2	
		<i>Детали</i>		
	1 24.ДП.01.34.5.61.00.001	Корпус	1	
	2 24.ДП.01.34.5.61.00.002	Крышка	1	
	3 24.ДП.01.34.5.61.00.003	Хвостовик	1	
	4 24.ДП.01.34.5.61.00.004	Крышка	1	
	5 24.ДП.01.34.5.61.00.005	Крышка	1	
	6 24.ДП.01.34.5.61.00.006	Крышка корпуса	1	
	7 24.ДП.01.34.5.61.00.007	Вилка переключения передач	1	
	8 24.ДП.01.34.5.61.00.008	Первичный вал	1	
	9 24.ДП.01.34.5.61.00.009	Блок зубчатых колёс	1	
	10 24.ДП.01.34.5.61.00.010	Шестерня понижающей передачи	1	
	11 24.ДП.01.34.5.61.00.011	Шестерня повышающей передачи	1	
	12 24.ДП.01.34.5.61.00.012	Корпус дифференциала	1	
	13 24.ДП.01.34.5.61.00.013	Крышка корпуса дифференциала	1	
	14 24.ДП.01.34.5.61.00.014	Выходная шестерня	2	
	15 24.ДП.01.34.5.61.00.015	Сателлит	8	
	16 24.ДП.01.34.5.61.00.016	Шестерня привода спидометра	1	
	17 24.ДП.01.34.5.61.00.017	Вал привода спидометра	1	
24.ДП.01.34.5.61.00.000				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Прибылов Е.А.			
Проб.	Турбин И.В.			
Н.контр.	Турбин И.В.			
Утв.	Байраковский А.В.			
Коробка раздаточная			Лит.	Лист
			ТГУ, АТс-1901а	Листов
			1	4
			Формат А4	

Рисунок А.1 – Спецификация на коробку раздаточную

Продолжение Приложения А

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		18	24.ДП.01.345.61.00.018	Вал привода заднего моста	1		
		19	24.ДП.01.345.61.00.019	Вал привода переднего моста	1		
		20	24.ДП.01.345.61.00.020	Промежуточный вал	1		
		21	24.ДП.01.345.61.00.021	Фланец	1		
		22	24.ДП.01.345.61.00.022	Зубчатый венец	1		
		23	24.ДП.01.345.61.00.023	Палец	1		
		24	24.ДП.01.345.61.00.024	Шток	1		
		25	24.ДП.01.345.61.00.025	Рычаг переключения	1		
		26	24.ДП.01.345.61.00.026	Рукоятка	1		
		27	24.ДП.01.345.61.00.027	Направляющая	1		
		28	24.ДП.01.345.61.00.028	Втулка	1		
		29	24.ДП.01.345.61.00.029	Втулка	1		
		30	24.ДП.01.345.61.00.030	Маслоотражатель	1		
		31	24.ДП.01.345.61.00.031	Маслоотражатель	1		
		32	24.ДП.01.345.61.00.032	Пыльник	1		
		33	24.ДП.01.345.61.00.033	Пыльник	1		
		34	24.ДП.01.345.61.00.034	Пробка	1		
		35	24.ДП.01.345.61.00.035	Пробка	1		
		36	24.ДП.01.345.61.00.036	Гайка	1		
		37	24.ДП.01.345.61.00.037	Гайка	1		
		38	24.ДП.01.345.61.00.038	Кольцо стопорное	1		
		39	24.ДП.01.345.61.00.039	Кольцо стопорное	1		
		40	24.ДП.01.345.61.00.040	Кольцо стопорное	1		
		41	24.ДП.01.345.61.00.041	Кольцо стопорное	1		
		42	24.ДП.01.345.61.00.042	Кольцо стопорное	1		
		43	24.ДП.01.345.61.00.043	Кольцо стопорное	1		
		44	24.ДП.01.345.61.00.044	Кольцо стопорное	1		
		45	24.ДП.01.345.61.00.045	Регулировочное кольцо	3		
		46	24.ДП.01.345.61.00.046	Кольцо	1		
		47	24.ДП.01.345.61.00.047	Уплотнительное кольцо	1		
			24.ДП.01.345.61.00.000			Лист	2
			Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Рисунок А.2 – Спецификация на коробку раздаточную

Продолжение Приложения А

Формат	Этап	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		48	24.ДП.01.345.61.00.048	Уплотнительное кольцо	1	
		49	24.ДП.01.345.61.00.049	Уплотнительное кольцо	1	
		50	24.ДП.01.345.61.00.050	Уплотнительное кольцо	1	
		51	24.ДП.01.345.61.00.051	Шайба	1	
		52	24.ДП.01.345.61.00.052	Шайба	1	
		53	24.ДП.01.345.61.00.053	Шайба	1	
		54	24.ДП.01.345.61.00.054	Шайба	1	
		55	24.ДП.01.345.61.00.055	Прокладка	1	
		56	24.ДП.01.345.61.00.056	Прокладка	1	
		57	24.ДП.01.345.61.00.057	Прокладка	1	
		58	24.ДП.01.345.61.00.058	Прокладка	1	
		59	24.ДП.01.345.61.00.059	Прокладка	1	
		60	24.ДП.01.345.61.00.060	Прокладка	1	
		61	24.ДП.01.345.61.00.061	Заглушка	1	
		62	24.ДП.01.345.61.00.062	Заглушка	2	
				Стандартные изделия		
		63		Болт М6 х 20 ГОСТ 15591-70	1	
		64		Болт М8 х 8 ГОСТ 15591-70	2	
		65		Болт М8 х 22 ГОСТ 7808-70	10	
		66		Болт М8 х 28 ГОСТ 7796-70	8	
		67		Болт М8 х 30 ГОСТ 7796-70	12	
		68		Гайка М10 ГОСТ 15521-70	1	
		69	3741-1701210	Манжета	2	
		70		Подшипник 209 ГОСТ 8338-75	1	
		71		Подшипник 60212 ГОСТ 7242-81	1	
		72		Подшипник 50306 ГОСТ 2893-82	1	
		73		Подшипник 7507	1	
				24.ДП.01.345.61.00.000		Лист 3

Рисунок А.3 – Спецификация на коробку раздаточную

