

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 кафедры)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль) / специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему Модернизация трансмиссии вездехода на шинах сверхнизкого давления на
базе УАЗ

Студент

К.В. Котов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент Л.А. Черепанов

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

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк

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

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярдова

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

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

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

Тольятти 2021

Аннотация

Дипломный проект выполнен на тему: «Модернизация трансмиссии вездехода на шинах сверхнизкого давления на базе УАЗ».

Пояснительная записка содержит восемь разделов, введение и заключение, список используемой литературы и используемых источников, 2 приложения, всего 115 страниц с приложениями. Графическая часть содержит 8 листов формата А1, выполненных в универсальной системе автоматизированного проектирования Компас 3D. Проект полностью соответствует выданному заданию.

В первом разделе проведен обзор конструкций вездеходов.

Во втором разделе выполнено обоснование и выбор типа двигателя, а также расчет внешней скоростной характеристики двигателя.

В третьем разделе выполнено обоснование основных параметров автомобиля, определены весовые параметры автомобиля, выбраны шины, а также рассчитаны передаточные числа главной передачи, коробки передач, раздаточной коробки.

В четвертом разделе выполнен тягово-динамический расчёт проектируемого автомобиля.

В пятом разделе выполнена конструкторская разработка вездехода на шинах сверхнизкого давления, а именно расчеты цилиндрической передачи, валов колёсного редуктора, подбор подшипников колёсного редуктора.

В шестом разделе рассмотрено техническое обслуживание трансмиссии.

В ВКР также разработаны вопросы, связанные с техникой безопасности и охраной труда. Намечены мероприятия по экологической безопасности.

В последнем разделе ВКР определена экономическая эффективность конструкции вездехода на шинах сверхнизкого давления на базе УАЗ СГР.

В заключении сделаны выводы по ВКР.

Abstract

The title of the senior thesis is: «The modernization of the transmission of an all-terrain vehicle on ultra-low pressure tires based on UAZ ».

The explanatory note consists of 8 parts, introduction and conclusion, list of references, 2 appendices, totally 115 pages with attachments. The graphic part is on 8 A1 sheets, which executed in the computer-aided modeling system KOMPAS-3D. The senior thesis is fully consistent with the issued assignment.

In the first part we reviewed the all-terrain vehicles constructions.

In the second part, the justification and selection of the engine type, the calculation of the engine external speed characteristic were carried out.

In the third section, the basic parameters of the car were established. The car weight parameters were determined, the tires were selected, and the gear ratios of the main gear, gearbox, transfer case were calculated.

In the fourth part we perform the calculation of the traction and dynamic car characteristics.

In the fifth part we developed the construction of all-terrain vehicles on ultra-low pressure tires: we calculated the cylindrical gear, the wheel reducer shafts. Also the bearings of the wheel reducer was selected.

The sixth part dealt with the transmission maintenance.

The senior thesis covers safety and labor protection issues. Measures to ensure ecological safety are outlined.

In the last part of the senior thesis an economic efficiency of the developed all-terrain vehicle on ultra-low pressure tires based on UAZ SGR is calculated.

In the conclusion the results of the study were reported.

Содержание

Введение.....	6
1 Обзор конструкций вездеходов	9
1.1 Вездеход Лопасня	9
1.2 Вездеход ТРЭКОЛ-3929.....	10
1.3 Вездеход МАРШ.....	10
1.4 Вездеход ТРЭКОЛ-39041.....	11
1.5 Вездеход «Кержак».....	12
2 Обоснование и выбор типа двигателя.....	18
2.1 Определение требуемой мощности двигателя	18
2.2 Обоснование и выбор типа двигателя	18
2.3 Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя.....	19
3 Обоснование основных параметров автомобиля.....	23
3.1 Разработка кинематической схемы автомобиля.....	23
3.2 Выбор основных механизмов трансмиссии.....	23
3.3 Определение весовых параметров и подбор шин	24
3.4 Определение передаточных чисел главной передачи.....	26
3.5 Определение передаточных чисел коробки передач	26
3.6 Определение передаточных чисел раздаточной коробки.....	29
4 Тягово-динамический расчёт автомобиля	31
4.1 Тяговая характеристика	31
4.2 Динамическая характеристика	35
4.3 Ускорение при разгоне автомобиля.....	37
4.4 Определение времени и пути разгона автомобиля	40
5 Конструкторская часть	45
5.1 Расчёт цилиндрической передачи колёсного редуктора	45
5.2 Расчёт валов колёсного редуктора.....	54
5.3 Подбор подшипников колёсного редуктора	64
5.4 Расчет автомобиля на устойчивость	66

5.5 Расчет радиусов поворота.....	72
6 Техническое обслуживание трансмиссии	76
6.1 Диагностика.....	76
6.2 Регулировка агрегатов трансмиссии.....	77
6.3 Смазка агрегатов трансмиссии.....	78
6.4 Технологическая карта.....	79
7 Производственная и экологическая безопасность проекта	81
7.1 Конструктивно-технологическая и организационно технические характеристики технологического процесса ТО-1 вездехода	81
7.2 Определение профессиональных рисков	83
7.3 Мероприятия по снижению профессиональных рисков	84
7.4 Пожарная безопасность.....	89
7.5 Экологическая безопасность технологического процесса ТО-1 вездехода	91
8 Экономическая эффективность проекта.....	94
8.1 Экономическое обоснование расчета	94
8.2 Определение затрат на переоборудование автомобиля в вездеход на шинах низкого давления	94
8.3 Расчет эксплуатационных затрат	98
Заключение	106
Список используемой литературы и используемых источников.....	107
Приложение А Основные характеристики вездеходов.....	110
Приложение Б Спецификации	111

Введение

Автомобильный транспорт остаётся самым популярным, а порой и единственным средством передвижения. Однако далеко не везде имеется развитая дорожная сеть для его применения. Во многих районах Севера, Сибири и Дальнего Востока не обойтись без самоходных машин и агрегатов, обладающих высокой проходимостью. Для этих мест промышленность предлагает в основном гусеничные или колесные вездеходы на базе некоторых автомобильных и тракторных шасси. Есть и специальные снегоходы и снегоболотоходы индивидуального пользования. Первые чаще всего оснащаются лыжными (с воздушным винтом), лыжно-колесными и лыжно-гусеничными ходовыми системами. Несколько отличаются от них снегоболотоходы: они бывают колесными, гусеничными и колесно-гусеничными.

Практически вся перечисленная техника имеет один общий серьезный недостаток: она не отвечает требованиям экологии. Эксплуатируемые на переувлажненных полях и лугах, в летней тундре и лесотундре, лесных массивах, находящихся в зонах с большим количеством осадков, они приводят к необратимым изменениям почвы или растительного покрова. Особенно опасно это для участков, восстановление которых после травмирующего прохода транспорта происходит естественным путем.

Вот почему в последнее время вездеходная техника оценивается по комплексной системе показателей, включающей геометрические, физико-механические и экологические характеристики. Первые говорят о способности машины преодолевать неровности рельефа, вторые – передвигаться по слабым, неустойчивым или нетвердым грунтам; наконец, большое внимание уделяется механическим воздействиям ходовых систем на землю. Все это вызвало к жизни появление промышленных вездеходов на колёсах сверхнизкого давления. В любительской практике получило распространение конструирование индивидуального транспорта на

пневмокамерах от колесных машин. В них подкупали простота конструкции и хорошие эксплуатационные качества. Кроме того, такая техника обретала дополнительное преимущество – плавучесть.

«Вездеходы на пневматиках сверхнизкого давления способны в любое время года перевозить пассажиров и грузы при температуре от минус 45°C до плюс 40°C по бездорожью и болотам, тундре, сыпучему песку и снежной целине, при этом преодолевая вплавь водные преграды» [1].

По мнению многих специалистов, вездеходы, использующие в качестве движителя колеса с шинами сверхнизкого давления, имеют большое будущее. Особенно это касается северных территорий, где на обычной технике порой просто невозможно проехать. Поэтому многие умельцы увлеклись созданием оригинальных транспортных средств (преимущественно мотоциклов) на шинах низкого давления (как правило, это были камеры от шин большегрузных автомобилей или сельхозтехники). Их великолепные возможности передвижения, особенно по рыхлому снегу вызывали удивление.

Возможность беспрепятственно передвигаться по любому бездорожью вездеходы на пневматиках получили благодаря шинам сверхнизкого давления.

«Уникальность этих шин заключается в малой толщине и высокой эластичности резинокордной оболочки, низком внутреннем давлении и определенном соотношении массы шины к ее объему, что дает эффект малого давления шины на грунт, равномерно распределенному по всему пятну контакта. В отличие от обычной шины, деформирующей грунт, шина сверхнизкого давления деформируется сама, адаптируясь к грунту и обтекая рельеф, что обеспечивает хорошее сцепление с грунтом – одну из составляющих высокой проходимости. При движении вездеходов на слабонесущих грунтах шины сверхнизкого давления оставляют незначительную колею, что заметно облегчает движение, обеспечивает

высокую топливную экономичность и сохранность растительности на почве» [4].

Снегоболотоход на шинах сверхнизкого давления, способный преодолеть многие недоступные места российской природы, будет полезен:

- нефтяникам и строителям газовых трасс,
- спасателям и пожарным,
- работникам станции химзащиты,
- специалистам для обслуживания линии электропередач, связистам, экологам, рыбакам, охотникам,
- тем, кто занимается заготовкой ягод, шишек, грибов, для потребкооперации и многим другим.

Целью выполнения работы является модернизация трансмиссии вездехода на шинах сверхнизкого давления на базе УАЗ.

В процессе выполнения работы необходимо решить следующие задачи:

- выполнить обзор конструкций существующих вездеходов;
- провести обоснование и выбор типа двигателя, а также расчет внешней скоростной характеристики двигателя;
- выполнить обоснование основных параметров автомобиля, определить весовые параметры автомобиля, выбрать шины, рассчитать передаточные числа главной передачи, коробки передач, раздаточной коробки;
- выполнить тягово-динамический расчёт проектируемого автомобиля;
- выполнить конструкторскую разработку вездехода на шинах сверхнизкого давления;
- рассмотреть безопасность и экологичность проекта;
- определить экономическую эффективность модернизированного вездехода на шинах сверхнизкого давления на базе УАЗ.

1 Обзор конструкций вездеходов

1.1 Вездеход Лопасня

Транспортное средство повышенной проходимости на пневматиках сверхнизкого давления, обеспечивающее при низком расходе топлива передвижение по слабонесущим грунтам без разрушения растительного покрова и образования значительной колеи (экологически чистое по отношению к почве).

Вездеход амфибия на шинах низкого давления «Лопасня» преодолевает лесовые грунты, болота, открытые водные пространства, пересеченную местность с уклонами до 87% (41 градус), отдельно стоящие препятствия высотой до 400 мм. Передвигается по снежной целине с глубиной снега до 60 см.

«Снегоболотоход выпускается в двух модификациях – 6-ти колесный и 4-х колесный и двумя комплектами шин: зимним и летним. Он имеет несущий герметичный, утепленный кузов из высокопрочных алюминиевых сплавов, независимую длинноходовую подвеску, автомобильный мотор и трансмиссию из стандартных автомобильных узлов» [2].

Вездеход представлен на рисунке 1.



Рисунок 1 – Вездеход «Лопасня»

1.2 Вездеход ТРЭКОЛ-3929

Базовый трехосный вездеход ТРЭКОЛ-3929 (рисунок 2) вмещает в себя 8 человек, включая водителя.

«Кузов внедорожника отличается нетрадиционными техническими решениями в связи с необходимостью жесткой минимизации собственной (снаряженной) массы вездехода. Он представляет собой сложную пространственную конструкцию, изготовленную из дюралюминия. Кузов утепляется пенопластом и рассчитан на долгую эксплуатацию в самых тяжелых условиях. Вездеход комплектуется карбюраторным двигателем ВАЗ-21083 (1,5 л., 70 л.с.) или французским дизелем Peugeot DW8 (1,9 л., 70 л.с.). Максимальная скорость на шоссе 80 км/ч, на воде – 8-10 км/ч» [2].



Рисунок 2 – Вездеход ТРЭКОЛ-3929

1.3 Вездеход МАРШ

LADA-БРОНТО-1922 «МАРШ» – внедорожное транспортное средство с колесной формулой 4×4 на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления (рисунок 3). Оригинальная конструкция вездехода разработана с использованием узлов и деталей автомобилей массового производства ВАЗ и УАЗ.

Трехдверный кузов установлен на раму через эластичные подушки. За счет конструкции эластичных тонкостенных шин сверхнизкого давления с высокопрочным кордом он оказывает давление на грунт не более 200 г/см^2 , что позволяет ему двигаться, не повреждая верхние слои почвы и растительный покров.

«Высокая проходимость, достигаемая полным приводом, особенностями трансмиссии и свойствами шин, позволяет данному экологическому вездеходу беспрепятственно передвигаться по глубокому снегу, сыпучему песку, непроходимым болотистым местам, легко преодолевая преграды, возникающие на пути, включая преграды вброд» [2].



Рисунок 3 – Вездеход LADA-БРОНТО 1922 «МАРШ»

1.4 Вездеход ТРЭКОЛ-39041

Четырехколесный ТРЭКОЛ-39041 (рисунок 4) выпускается в трех модификациях, различающихся исполнением кузова: «тентованный» (кузов УАЗ-31512), «цельнометаллический» (кузов УАЗ-31514) и «удлиненный» (кузов УАЗ-3153). Большинство узлов и агрегатов этого вездехода – стандартные изделия заводов УАЗ и ГАЗ, что обеспечивает простоту в эксплуатации, облегчает техническое обслуживание и ремонт.



Рисунок 4 – Вездеход ТРЭКОЛ-39041

1.5 Вездеход «Кержак»

Вездеход «Кержак» – проект созданный специалистами нижегородской фирмы «Спецтех» (рисунок 5).

«Если мысленно разделить этот вездеход по границе «базиса» и «надстройки», то сверху окажется обычная полноприводная бортовая Газель, кабина которой рассчитана на 6 посадочных мест.

Автомобиль оснащен бензиновым двигателем ЗМЗ-406, с системой охлаждения, которая оснащена радиатором с усиленной теплоотдачей. С мотором агрегатирована пятиступенчатая коробка передач, связанная карданным валом с раздаточной коробкой, имеющей встроенный межосевой дифференциал, механизм его блокировки и блок шестерен понижающего ряда» [2].



Рисунок 5 – Вездеход «Кержак»

«Отличие от стандартного исполнения бортовой Газели начинаются на стыке верхней и нижней половинок конструкции. Четко на линии раздела заметен каркас из труб прямоугольного сечения, которым усилена стандартная рама Газели. К раме жестко прикреплены П-образные «ходули» с огромными колесами от минского трактора МТЗ-82. Необходимо понимать, что тяжелые тракторные мосты – это огромные неподрессоренные массы, а значит имеются проблемы с плавностью хода и управляемостью. Угловые конические редукторы повышают механические потери в трансмиссии. И наконец, высокий кузов на длинных «ходулях» – это потенциальный «перевертыш», не способный держать боковой крен.

Однако на максимальных скоростях движения, на которые рассчитан Кержак (50 км/ч), величина неподрессоренных масс не критична – плавность хода и управляемость тихоходной внедорожной техники определяются главным образом характеристиками рулевого управления и условиями качения колес. Повышенные механические потери в данном случае тоже не являются большим злом – они все равно на порядок меньше, чем у гусеничной техники. С потенциальной склонностью к опрокидыванию,

видимо, придется мириться – производителю хотя бы следует указать в инструкции предельный угол крена» [2].

«Арочные мосты от трактора Беларусь вкупе с шинами размерностью 1300×700 позволяют получить гигантский дорожный просвет в 700 мм. Это значит, что Кержак в состоянии двигаться по следу любого колесного или гусеничного транспортного средства вне зависимости от глубины колеи. Огромный запас пространства под брюхом радикально улучшает проходимость и по глубокому снегу: даже если в какой-то момент колесам не хватит сцепных свойств, машина вряд ли сядет на днище и уж точно выедет назад своим ходом. Кстати, шины, которые устанавливаются на нижегородский снегоболотоход – это одна из последних разработок московской ассоциации Арктиктранс – предприятия, имеющего огромный опыт конструирования внедорожных колесных движителей для легких вездеходов. Они могут работать при внутреннем давлении от 0,05 до 0,3 атм. и отличаются хитрым рисунком протектора, который эффективно самоочищается на липких (глиняных и торфяных) грунтах и благодаря боковым зубцам помогает машине выходить из скользкой колеи и выбираться сплава на лед» [3].

«Второй внедорожный плюс – наличие фрикционной блокировки межколесного дифференциала, которая автоматически срабатывает за счет сил трения при передаче крутящего момента от главной пары или тормозного момента от колес и частично компенсирует дефицит тяговой проходимости «бесподвесочного» Кержака. «Бесподвесочный», между прочим, в кавычки взято неслучайно, поскольку упругие элементы в ходовой части все же есть. Пружины спрятаны в вертикальных стойках мостов, а перемещение вала обеспечивается за счет шлицевого соединения. Самое главное эксплуатационное достоинство тракторных мостов в их высочайшей надежности. Если с первого дня используется соответствующее трансмиссионное масло (фрикционная блокировка требует специальной смазки), то ходовая часть будет жить вечно. Даже при сильном износе и

запредельной «раззоренности» зубчатых пар поломка переднего моста трактора Беларусь – случай из ряда вон выходящий» [3].

«Управлять Кержаком людям со слабым вестибулярным аппаратом противопоказано. Сев за руль, чувствуешь себя водителем Газели, установленной на железнодорожную платформу: обзор вперед – как со смотровой вышки, а внизу – пропасть. Рулевое колесо вращается словно вентиль большого водопроводного крана, с непривычным автомобилисту чередованием люфтов и прикусываний, причем после каждого поворота руль приходится принудительно возвращать в первоначальное положение – эффект стабилизации управляемых отсутствует.

Причиной служит, конструктивные особенности рулевого управления. Его функции выполняет гидростатический привод, аналогичный тому, который применяется в системах рулевого управления дорожно-строительной техники и складских погрузчиков. Непосредственной кинематической связи в нем нет: усилие, необходимое для поворота управляемых колес, развивается с помощью специальной жидкости, потоки которой распределяются насосом-дозатором – отсюда специфические ощущения и характерные «залипания» руля. Еще один неприятный момент – резонансная раскачка кузова на скорости 25-30 км/ч, которая является следствием «бесподвесочной» схемы шасси. Бороться с ней съездом на другое покрытие или переходом на другую передачу бесполезно: на ровной дороге нужно просто увеличить скорость, а на бездорожье – наоборот, сбросить ход» [2].

«Динамические характеристики Кержака не впечатляют, однако вполне соответствуют его назначению. «Разбивка» передаточного ряда удачна: «верхний» ряд трансмиссии используется исключительно в транспортных режимах, «нижний» – для езды в тяжелых дорожных условиях и там, где требуется осторожное маневрирование.

При диагональном вывешивании здорово выручают межколесные блокировки, которые в тракторных мостах работают эффективно.

Характерное щелканье механизма сопровождается ощутимыми толчками вперед, и, если заблокирован «центр», внедорожник будет пытаться ползти вперед даже в том случае, когда реализовать крутящий момент способно только одно колесо» [3].

«При сходе на воду машина не вводит пассажиров в состояние паники: встав наплав, вездеход быстро выравнивается, успокаивая ярко выраженной положительной плавучестью (рисунок 6). Достигается она за счет водоизмещающего объема колес-пневматиков и дополнительных герметичных понтонов, которыми опоясана рама. Плышет Кержак за счет вращения колес, но, по субъективным ощущениям, значительно медленнее заявленных 5 км/ч (скорость пешехода). Чтобы гарантированно выбраться на берег, нужно обязательно заблокировать межосевой дифференциал и, как только передние колеса зацепятся за дно, аккуратно работать газом: недостаток тяги не позволит колесам вытянуть тяжелую машину из воды, а избыток приведет к срыву скользкого грунта. Если потренироваться, то вылезать из болота можно даже на довольно высокую возвышенность» [4].



Рисунок 6 – Вездеход «Кержак» на воде

«В своем нынешнем исполнении нижегородский вездеход не вписывается в концепцию транспортного средства на шинах сверхнизкого давления – машина слишком тяжела. В базовой версии снегоболотоход Кержак стоит около 1 млн. рублей – для специальной внедорожной машины цена не запредельная. Кержак – это работяга, и его удел – монотонно «шлифовать» зимники и раскисшую глину в качестве многофункционального внедорожного шасси, на котором может быть установлено любое технологическое оборудование, начиная с простой бортовой платформы и заканчивая небольшой ремонтной мастерской. При грузоподъемности в тонну такая машина сгодится на роль «разгонного» грузовичка там, где не может проехать ульяновская «буханка», а эксплуатация тяжелой гусеничной техники экономически невыгодна. И таких мест в нашей стране много» [3].

Технические характеристики вездеходов: амфибия на шинах низкого давления «Лопасня», базовый трехосный вездеход ТРЭКОЛ-3929, LADA-БРОНТО-1922 «МАРШ», четырехколесный ТРЭКОЛ-39041, «Кержак» представлены в Приложении А.

Выводы по разделу:

Анализ конструктивных особенностей рассмотренных вездеходов показал, что каждый автомобиль имеет как свои достоинства и недостатки. Однако перспективным автомобилем для модернизации предлагается использовать вездеход ТРЭКОЛ-39041, выполненный на базе автомобиля УАЗ. Соответственно, для дальнейших расчетов предлагается использовать технические характеристики данного автомобиля.

2 Обоснование и выбор типа двигателя

2.1 Определение требуемой мощности двигателя

Для дальнейших вычислений исходные данные принимаем от автомобиля ТРЭКОЛ-39041.

«Мощность, необходимую для преодоления сопротивления движению при максимальной скорости определяется по формуле:

$$N_v = \frac{\left(\frac{G_A f v_{\max}}{1000} + \frac{k F v_{\max}^3}{1000} \right)}{\eta}, \quad (1)$$

где G_A – полный вес автомобиля, 25000 Н;

f – коэффициент сопротивления качению, принимаем 0,15 [3];

$v_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, принимаем 16,6 м/с;

k – коэффициент сопротивления воздуха, 0,35 Н·с²/м⁴ [3];

η – КПД трансмиссии автомобиля, 0,85» [4].

$$N_v = \frac{\left(\frac{25000 \cdot 0,15 \cdot 16,6}{1000} + \frac{0,35 \cdot 5,5 \cdot 16,6^3}{1000} \right)}{0,85} = 64 \text{ кВт}.$$

Мощность двигателя для проектируемого автомобиля не должна быть менее 64 кВт.

2.2 Обоснование и выбор типа двигателя

«На внедорожных автомобилях более целесообразно применять дизельные двигатели. Несмотря на то, что их производство, обслуживание и ремонт обходятся дороже бензиновых, главное преимущество дизеля на

вездеходе – невысокая частота вращения коленчатого вала. Дополнительно эти двигатели имеют такие преимущества, как:

- экономичность выше на 20...30%;
- термический КПД выше на 15%;
- высокий моторесурс;
- дизельное топливо не ядовито, менее пожароопасное.

Недостатками дизелей являются:

- повышенная шумность,
- высокая стоимость» [4].

Характеристики дизельных двигателей приведены в таблице 2.

Для проектируемого автомобиля выберем двигатель ЗМЗ-5143.10, удельный расход топлива которого составляет 230 г/кВт·ч, что позволит улучшить топливно-экономические показатели вездехода.

Таблица 2 – Характеристики двигателей

Параметры	ЗМЗ-4092.10	ЗМЗ-5143.10	ГАЗ-560	Д-245	Андория 4СТ90	Тойота 2L-T
«Число и расположение цилиндров	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р	4Р
Рабочий объём, л	2,69	2,24	2,13	4,75	2,417	2,245
Степень сжатия	9,0	19,5	20,5	15,1	26,0	21,0
Максимальная мощность, кВт/л.с. при об. мин ⁻¹	94,1/128/4400	72/96/4000	70/95/3800	80/108/2300	63,5/86/4000	67/91/4200
Максимальный крутящий момент, Н·м при мин ⁻¹	217/2500	216/2250	200/2300	348/1400	183/1800	226/2500
Топливо	АИ - 92	ДТ	ДТ	ДТ	ДТ	ДТ» [2].

2.3 Расчёт внешней скоростной характеристики двигателя

«Зная частоту вращения коленчатого вала и задаваясь отношением, можно найти текущее значение эффективной мощности, и крутящий момент двигателя, установленного на автомобиль.

$$N_e = N_{e\max} \cdot \left(A \cdot \frac{n_e}{n_N} + B \cdot \frac{n_e^2}{n_N^2} - \frac{n_e^3}{n_N^3} \right), \quad (2)$$

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_e}, \quad (3)$$

где $N_{e\max}$ – максимальная расчётная мощность двигателя, 72 кВт [23];

M_e – крутящий момент при максимальной мощности, 180 Н·м [23];

n_N – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, 4000 мин⁻¹ [23];

n_e – текущее значение частоты вращения, мин⁻¹;

A, B, A_0, B_0, C_0 – постоянные эмпирические коэффициенты, принимаем в соответствии с таблицей [4]» [23].

Таблица 3 – Значения коэффициентов в формулах С.Р. Лейдермана [4]

Тип двигателя	A	B	A ₀	B ₀	C ₀
Карбюраторный	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8
Дизельный:					
с непосредственным впрыском	0,87	1,13	1,55	1,55	1,0
с вихревой камерой	0,7	1,3	1,35	1,35	1,0

$$N_e = 72 \cdot \left(0,87 \cdot \frac{800}{4000} + 1,13 \cdot \frac{800^2}{4000^2} - \frac{800^3}{4000^3} \right) = 16,7 \text{ кВт},$$

$$M_e = 9550 \cdot \frac{16,7}{800} = 199,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Подставляя полученные значения в формулы, делаем расчёт, а полученные данные заносим в таблицу 4.

Таблица 4 – Значения эффективной мощности и крутящего момента двигателя

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	800	1300	1800	2300	2800	3300	3800	4000
Мощность, кВт	16,7	28,5	40,4	51,5	61,0	68,0	71,6	72,0
Крутящий момент, Н·м	199,4	209,6	214,4	213,9	208,0	196,7	180,1	171,9

Значения эффективной мощности и крутящего момента двигателя представлены на рисунках 7 и 8.

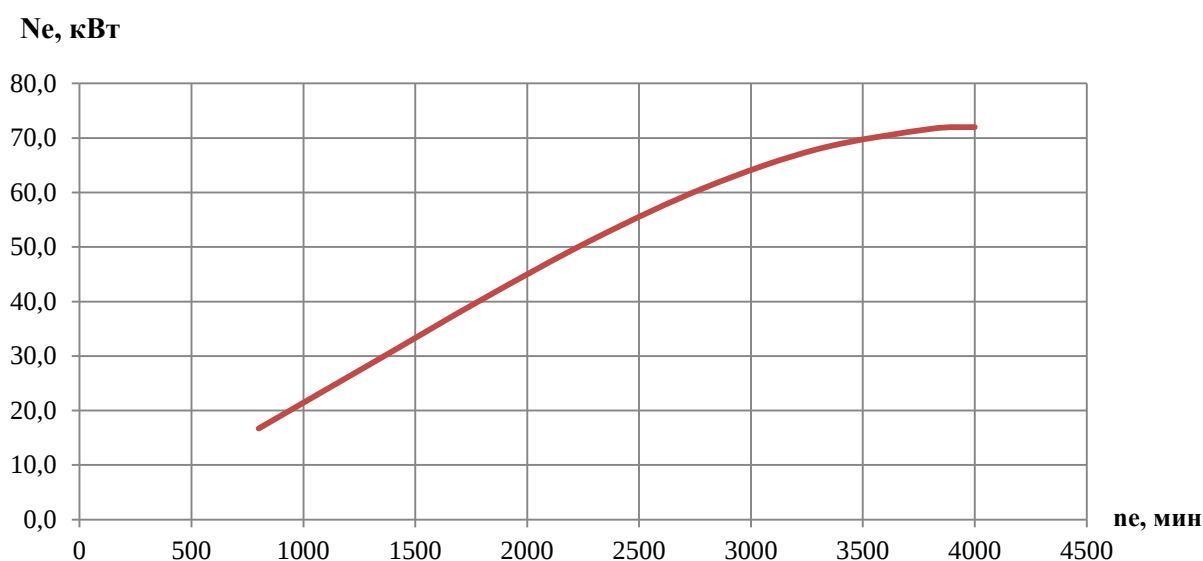


Рисунок 7 – Значения эффективной мощности двигателя

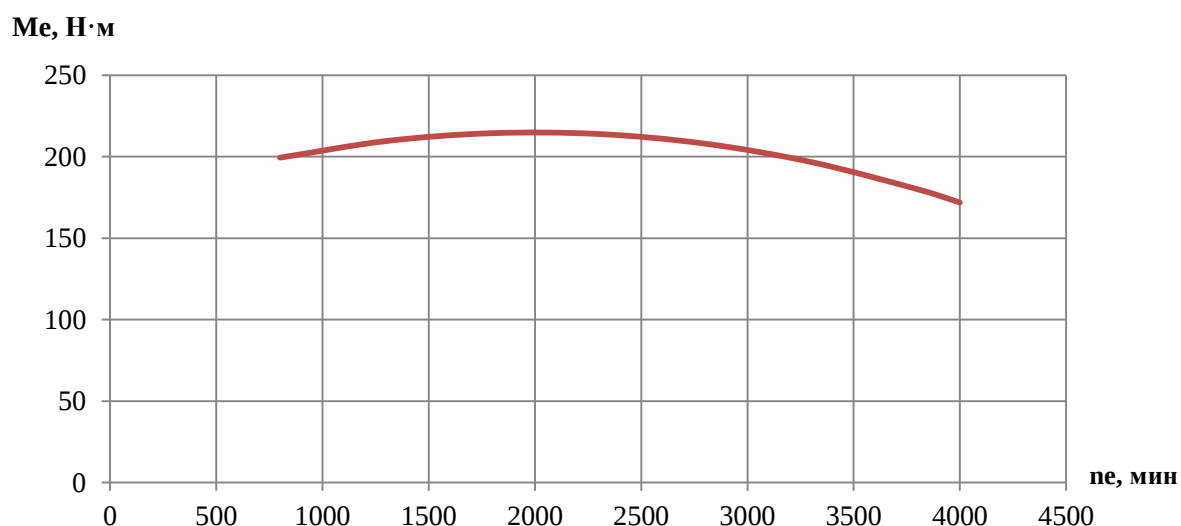


Рисунок 8 – Значения крутящего момента двигателя

По внешней скоростной характеристике (рисунок 7, 8) определяется коэффициент приспособляемости двигателя, который отражает способность двигателя преодолевать увеличение внешней нагрузки на машину без

переключения в трансмиссии на пониженную (имеющую большее передаточное число) передачу.

«Коэффициент приспособляемости двигателя определяется по формуле:

$$k = \frac{M_{e \max}}{M_{eN}}, \quad (4)$$

где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, 216 Н·м;

M_{eN} – крутящий момент двигателя при максимальной мощности, 180 Н·м» [23].

$$k = \frac{216}{180} = 1,2.$$

Выводы по разделу:

В данном разделе определена мощность двигателя необходимая для преодоления сопротивления движению при максимальной скорости, проведен подбор двигателя под требуемые задачи и построена внешняя скоростная характеристика по мощности и крутящему моменту.

В следующем разделе предлагается разработать кинематическую схему автомобиля и произвести подбор элементов трансмиссии.

3 Обоснование основных параметров автомобиля

3.1 Разработка кинематической схемы автомобиля

«Представителями внедорожников в России являются автомобили УАЗ-31512 и ВАЗ-21213. Машины имеют механическую трансмиссию, которая получила наибольшее распространение благодаря простоте конструкции, невысокой стоимости, высокому КПД и надёжности. Однако этот тип трансмиссий сложно компоновать на вездеходах и обеспечивает лишь ступенчатое регулирование крутящего момента.

Главное различие в трансмиссиях представленных автомобилей – это тип переднего привода, УАЗ имеет подключаемый привод, а ВАЗ – постоянный. Постоянный привод позволяет улучшить управляемость в плохих дорожных условиях, однако требует наличия блокируемого межосевого дифференциала, имеет повышенную шумность, увеличивается расход топлива. При заблокированном приводе передний мост подключается только в плохих дорожных условиях, что позволяет обойтись без дифференциала, уменьшить износ механизмов и уменьшить расход топлива» [6].

3.2 Выбор основных механизмов трансмиссии

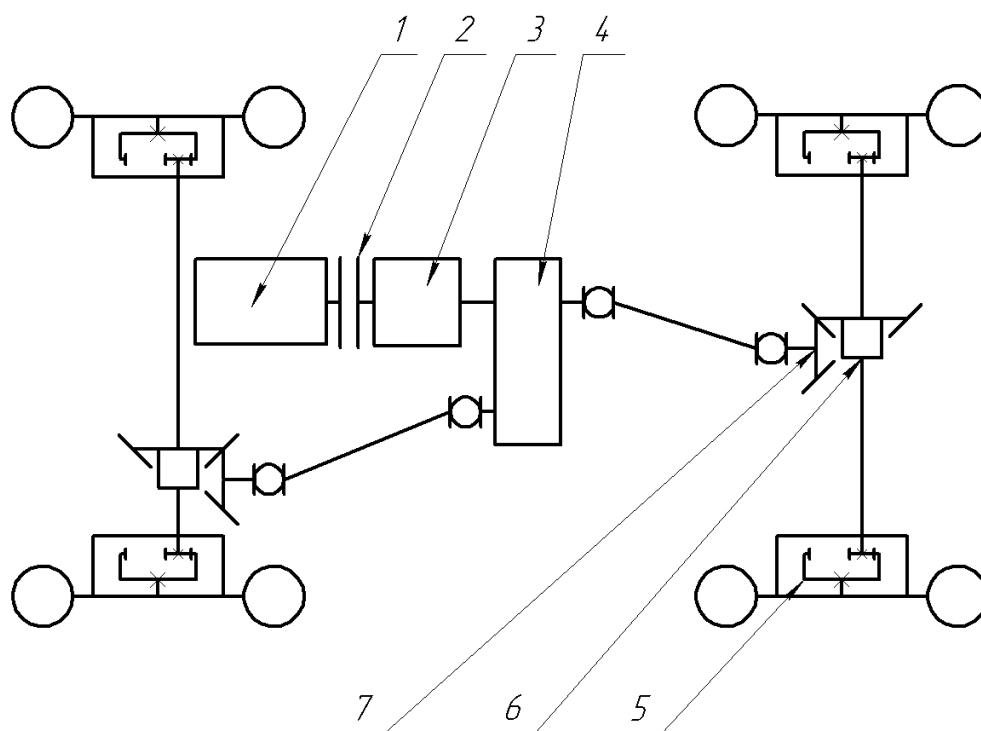
Для проектируемого автомобиля выберем полноприводную механическую трансмиссию.

Привод к мостам заблокированный, так как при установке пневматиков у автомобиля значительно повышается проходимость, что позволяет обойтись без постоянного привода. Узлы и агрегаты используем от серийного автомобиля УАЗ.

Для повышения проходимости вездехода главную передачу оснастим червячным дифференциалом повышенного трения типа «Торсен». Механизм

был разработан компанией «SVR Conversions» специально для автомобилей УАЗ.

Кинематическая схема проектируемого автомобиля представлена на рисунке 9.



1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – раздаточная коробка; 5 – бортовая передача; 6 – дифференциал; 7 – главная передача

Рисунок 9 – Принципиальная схема трансмиссии полноприводного автомобиля с колесной формулой 4×4

3.3 Определение весовых параметров и подбор шин

«Собственный вес автомобиля определяют по коэффициенту использования веса автомобиля-прототипа.

$$n_G' = \frac{G_r'}{G_o'}, \quad (5)$$

где G_r' – номинальная грузоподъемность автомобиля-прототипа, 10000 Н [1];

G_o' – собственный вес автомобиля-прототипа, 15000 Н» [1].

$$n_G' = \frac{10000}{15000} = 0,66.$$

Автомобиль прототип УАЗ 3962. Принимаем на проектируемый автомобиль грузоподъёмность 10200 Н.

«Собственный вес автомобиля определяется по формуле:

$$G_o = \frac{G_r}{\eta_G}, \quad (6)$$

где G_r – грузоподъёмность проектируемого автомобиля, 10000 Н» [1].

$$G_o = \frac{10000}{0,66} = 15000 \text{ Н}.$$

Вес багажа при 5 пассажирах определяется по формуле:

$$G_{\bar{o}} = G_r - 750 \cdot n, \quad (7)$$
$$G_{\bar{o}} = 10000 - 750 \cdot 5 = 6250 \text{ Н}.$$

Полный вес автомобиля определяется по формуле:

$$G_a = G_o + G_r, \quad (8)$$
$$G_a = 15000 + 10000 = 25000 \text{ Н}.$$

«Шины для автомобиля – разработка ассоциации «Арктиктранс» для тяжёлых снегоболотоходов, шина размером 1310×490×535, которая имеет большее пятно контакта и развитые грунтозацепы и стоимость в сборе с диском на 30-35% ниже в сравнении с колёсами ТРЭКОЛа» [7].

3.4 Определение передаточных чисел главной передачи

«Передаточное число главной передачи определяют исходя из максимальной скорости автомобиля по формуле:

$$i_o = 0,38 \cdot \frac{r \cdot n_N}{i_K i_o^e v_{\max}}, \quad (9)$$

где r – радиус качения колеса, принимаем 0,6 м;

n_N – частота вращения коленчатого вала, принимаем 4000 мин⁻¹;

i_K – передаточное число прямой передачи коробки передач, принимаем 1 [1];

i_o^e – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче, принимаем 1 [1];

$v_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, принимаем 60 км/ч» [7].

$$i_o = 0,38 \cdot \frac{0,6 \cdot 4000}{1 \cdot 1 \cdot 16,6} = 15.$$

3.5 Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число первой передачи коробки передач определяют по заданному максимальному дорожному сопротивлению:

$$i_{K1} \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r}{M_{e\max} \cdot (1 - \beta) \cdot \eta \cdot i_K \cdot i_o^e}, \quad (10)$$

где G_a – полный вес автомобиля, 25000 Н;

$\psi_{\max}$ – максимальный коэффициент дорожного сопротивления, принимаем 0,35 [3];

$M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, 216 Н·м;

β – коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательных механизмов двигателя, принимаем 0,1 [4];

η – КПД трансмиссии, принимаем 0,85 [4];

i_K – передаточное число КПП на высшей передаче, принимаем 1 [1];

i_o^s – передаточное число РК на высшей передаче, принимаем 1» [7].

$$i_{K1} \geq \frac{25000 \cdot 0,35 \cdot 0,6}{216 \cdot (1 - 0,1) \cdot 0,85 \cdot 15 \cdot 1} = 2,5.$$

«Во избежание буксования ведущих колёс должно быть соблюдено также условие:

$$i_{K1} \geq \frac{m_2 \cdot G_2 \cdot \phi \cdot r}{M_{e\max} \cdot (1 - \beta) \cdot \eta \cdot i_K \cdot i_o^s}, \quad (11)$$

где m_2 – коэффициент перераспределения нагрузки;

G_2 – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колёса, для полноприводных автомобилей;

ϕ – коэффициент сцепления, 0,6» [3].

$$i_{K1} \geq \frac{29088,9 \cdot 0,6 \cdot 0,6}{216 \cdot (1 - 0,1) \cdot 0,85 \cdot 15 \cdot 1} = 4,38.$$

«Для определения числа ступеней аналитическим методом используют выражение:

$$P = \frac{\lg\left(\frac{v_{\max}}{v_{\min}}\right)}{\lg\left(\frac{n_N}{n_e}\right)}, \quad (12)$$

где $v_{\max}$, $v_{\min}$ – максимальная и минимальная скорости автомобиля, км/ч;
 n_N , n_e – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹» [7].

$$P = \frac{\lg\left(\frac{60}{5}\right)}{\lg\left(\frac{4000}{2250}\right)} = 4,3.$$

При определении передаточных чисел коробки передач исходят из того, что на всех передачах двигатель используется в одном и том же интервале изменения частоты вращения.

$$\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{i_{Ki}}{i_{Ki+1}}. \quad (13)$$

Для четырёхступенчатой коробки передач промежуточные ступени находятся по формуле:

$$i_{K4} = 1, \quad (14)$$

$$i_{K3} = \sqrt[3]{i_{K1}}, \quad (15)$$

$$i_{K2} = \sqrt[3]{i_{K1}^2}. \quad (16)$$

Согласно условиям, найденным в формулах 15 и 16, принимаем 4,38, тогда:

$$i_{K4} = 1,$$

$$i_{K3} = \sqrt[3]{4,38} = 1,64,$$

$$i_{K2} = \sqrt[3]{4,38^2} = 2,6.$$

«Найденные значения передаточных чисел корректируют, уменьшая интервал между высшими передачами за счёт увеличения интервала между низшими. При этом обеспечивается лучшее использование мощности двигателя при движении автомобиля на наиболее часто используемых высших передачах, а также улучшаются условия работы синхронизаторов» [9].

Передаточное число заднего хода принимаем из условия:

$$\begin{aligned} i_{3.X.} &= 1,25 \cdot i_{K1}, \\ i_{3.X.} &= 1,25 \cdot 4,38 = 5,47. \end{aligned} \quad (17)$$

3.6 Определение передаточных чисел раздаточной коробки

Передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки, определяют из условия отсутствия буксования ведущих колёс по формуле:

$$\begin{aligned} i_o'' &= \frac{i_o^s \cdot (1 + P)}{2}, \\ i_o'' &= \frac{1 \cdot (1 + 4)}{2} = 2,5. \end{aligned} \quad (18)$$

Принимаем передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки равное 2.

«Найденное значение, следует проверить по величине устойчивой минимальной скорости, которая должна быть равна в диапазоне от 3 до 5 км/ч» [9].

$$v_{\min} = 0,38 \cdot \frac{n_M \cdot r}{i_{K1} \cdot i_O \cdot i_o^H}, \quad (19)$$

$$v_{\min} = 0,38 \cdot \frac{2250 \cdot 0,6}{4,38 \cdot 2 \cdot 15} = 3,9 \text{ км/ч.}$$

Передаточное число трансмиссии на различных передачах определяют по формуле:

$$i = i_{KT} \cdot i_O \cdot i_o, \quad (20)$$

$$i = 4,38 \cdot 1 \cdot 15 = 65,7.$$

Данные заносим в таблицу 5.

Таблица 5 – Передаточное число трансмиссии на различных передачах

Передаточное число трансмиссии	Передача				
	Первая	Вторая	Третья	Четвертая	Задний ход
на высшей передаче	65,7	39	24,6	15	82,05
на низшей передаче	131,4	78	49,2	30	164,1

Выводы по разделу.

В ходе выполнения работы в данном разделе была разработана кинематическая схема автомобиля, осуществлен подбор основных механизмов трансмиссии, определены весовые параметры и осуществлен подбор шин, определены передаточные числа главной передачи и коробки передач.

В следующем разделе предлагается провести тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля.

4 Тягово-динамический расчёт автомобиля

4.1 Тяговая характеристика

Для определения кривых $P_K = f(v)$ определяем скорость движения и касательную силу тяги на ведущих колёсах при соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя на каждой передаче.

«Тяговую силу на ведущих колёсах определяют по формуле:

$$P_K = \frac{M_e \cdot (1 - \beta) \cdot i_K \cdot i_o'' \cdot i_o \cdot \eta}{r}, \quad (21)$$

где M_e – крутящий момент двигателя, Н·м;

β – коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательных механизмов двигателя, равен 0,1 [4];

i_K, i_o'', i_o – передаточные числа соответственно коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи;

η – КПД трансмиссии, равен 0,85 [4];

r – радиус качения колеса, равен 0,6 м» [4].

Скорость автомобиля определяют по формуле:

$$v = 0,38 \cdot \frac{r \cdot n}{i_K \cdot i_o'' \cdot i_o}. \quad (22)$$

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колёс, нужно определить силу сцепления по формуле:

$$P_K^{сц} = \varphi \cdot G_a, \quad (23)$$

где G_a – полный вес автомобиля, 29088,9 Н;

$$P_K^{CI} = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 29088,9 = 8727 \text{ Н}.$$

Тягово-скоростные качества автомобиля наиболее удобно определять графо-аналитическим путём.

«Для этого на график тяговой характеристики наносят кривые сопротивления воздушной среды и сопротивления движению, определяемые по формулам:

$$P_w = \frac{k \cdot F \cdot v^2}{13}, \quad (24)$$

где k – коэффициент сопротивления воздуха, равен $0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ [3];

F – лобовая площадь автомобиля, равна $5,5 \text{ м}^2$;

v – скорость автомобиля, км/ч» [3].

Свободная сила тяги, определяется по формуле:

$$P_a = P_K - P_w. \quad (25)$$

Динамический фактор на каждой передаче определяют по формуле:

$$D = \frac{P_a}{G_a}. \quad (26)$$

Решаем выражения и подставляем данные, которые берутся из таблицы 5 в формулы 22-26. Результаты вычислений заносим в таблицы 6 и 7, по данным которых строим тяговую характеристику автомобиля, рисунок 10.

Таблица 6 – Расчётные данные для построения тяговой и динамической характеристики при включенной в раздаточной коробке высшей передаче

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹		800	1300	1800	2300	2800	3300	3700	4000
Крутящий момент двигателя, Н·м		181,5	205,3	213,5	215,8	212,3	202,9	191,2	180
Первая передача	Скорость, км/ч	2,7	4,5	6,2	8	9,7	11,5	12,8	13,9
	Тяговая сила, Н	14667	16590	17253	17439	17156	16396	15451	14546
	Соппротивление воздушной среды, Н	1	3	6	10	14	20	24	29
	Свободная сила тяги, Н	14666	16587	17247	17429	17142	16376	15427	14517
	Динамический фактор	0,50	0,57	0,59	0,60	0,59	0,56	0,53	0,49
Вторая передача	Скорость, км/ч	4,6	7,6	10,5	13,4	16,3	19,2	21,6	23,4
	Тяговая сила, Н	8706	9848	10242	10352	10184	9733	9172	8634
	Соппротивление воздушной среды, Н	3	9	16	27	39	55	69	81
	Свободная сила тяги, Н	8703	9839	10226	10325	10145	9678	9103	8553
	Динамический фактор	0,3	0,34	0,35	0,35	0,35	0,33	0,31	0,29
Третья передача	Скорость, км/ч	7,4	12	16,7	21,3	25,9	30,6	34,3	37
	Тяговая сила, Н	5492	6212	6460	6530	6424	6139	5785	5446
	Соппротивление воздушной среды, Н	8	21	41	67	99	139	174	203
	Свободная сила тяги, Н	5484	6191	6419	6463	6325	6000	5611	5243
	Динамический фактор	0,19	0,21	0,22	0,22	0,22	0,21	0,19	0,18
Четвертая передача	Скорость, км/ч	12,2	19,8	27,4	35	42,6	50,2	56,2	60,8
	Тяговая сила, Н	3349	3788	3939	3981	3917	3743	3528	3321
	Соппротивление воздушной среды, Н	22	58	111	181	269	373	468	547
	Свободная сила тяги, Н	3327	3730	3828	3800	3648	3370	3060	2774
	Динамический фактор	0,11	0,13	0,13	0,13	0,13	0,12	0,11	0,1

Таблица 7 – Расчётные данные для построения тяговой и динамической характеристики при включенной в раздаточной коробке низшей передаче

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹		800	1300	1800	2300	2800	3300	3700	4000
Крутящий момент двигателя, Н·м		181,5	205,3	213,5	215,8	212,3	202,9	191,2	180
Первая передача	Скорость, км/ч	1,4	2,2	3,1	4,0	4,9	5,7	6,4	6,9
	Тяговая сила, Н	29334	33181	34506	34878	34312	32793	30902	29092
	Соппротивление воздушной среды, Н	0	1	1	2	4	5	6	7
	Свободная сила тяги, Н	29334	33180	34505	34876	34308	32788	30896	29085
	Динамический фактор	1,0	1,1	1,19	1,2	1,18	1,13	1,1	1,0
Вторая передача	Скорость, км/ч	2,3	3,8	5,3	6,7	8,2	9,6	10,8	11,6
	Тяговая сила, Н	17413	19697	20483	20704	20368	19466	18344	17269
	Соппротивление воздушной среды, Н	1	2	4	7	10	14	17	20
	Свободная сила тяги, Н	17412	19695	20479	20697	20358	19452	18327	17249
	Динамический фактор	0,60	0,67	0,70	0,71	0,70	0,67	0,63	0,59
Третья передача	Скорость, км/ч	3,7	6	8,3	10,7	13	15,4	17,2	18,6
	Тяговая сила, Н	10939	12373	12868	13006	12795	12229	11524	10849
	Соппротивление воздушной среды, Н	2	5	10	17	25	35	43	51
	Свободная сила тяги, Н	10937	12368	12858	12989	12770	12194	11481	10798
	Динамический фактор	0,37	0,43	0,44	0,45	0,44	0,42	0,40	0,37
Четвертая передача	Скорость, км/ч	6,1	9,9	13,7	17,5	21,3	25,1	28,1	30,4
	Тяговая сила, Н	6697	7576	7878	7963	7834	7487	7055	6642
	Соппротивление воздушной среды, Н	6	15	28	45	67	93	117	137
	Свободная сила тяги, Н	6691	7561	7850	7918	7767	7394	6938	6505
	Динамический фактор	0,23	0,26	0,27	0,27	0,26	0,25	0,24	0,22

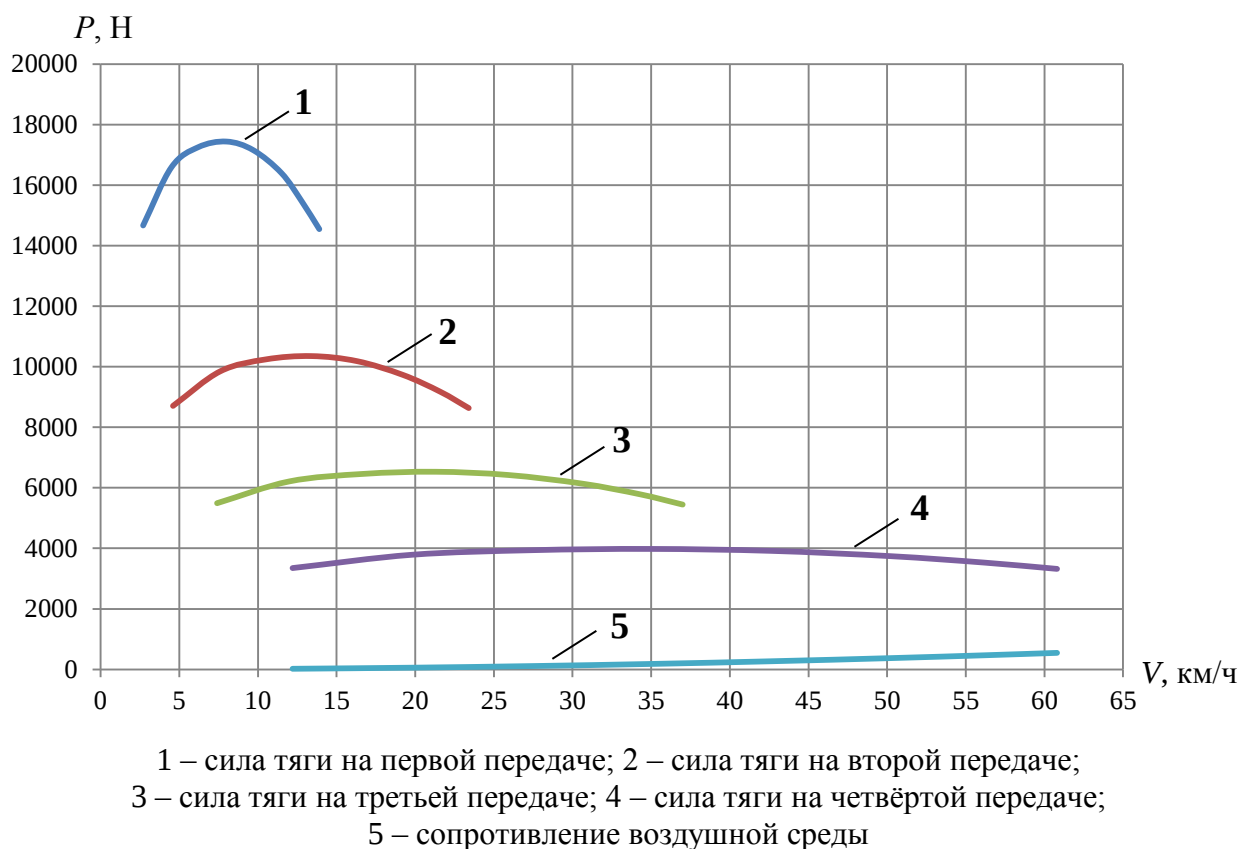


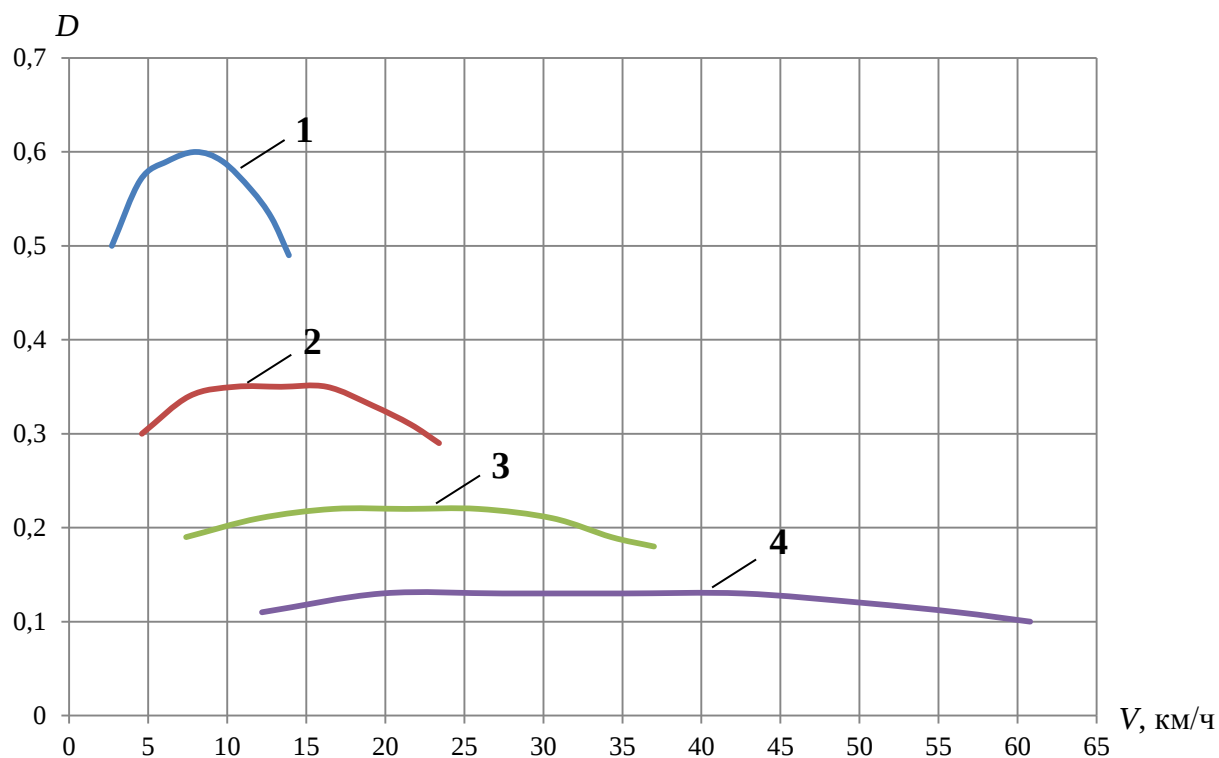
Рисунок 10 – Тяговая характеристика автомобиля при включенной в раздаточной коробке высшей передаче

4.2 Динамическая характеристика

«Динамическая характеристика используется для сравнительной оценки тяговых качеств автомобиля, выражающая зависимость динамического фактора на различных передачах от скорости движения $D=f(v)$.

Динамический фактор характеризует удельную свободную силу тяги, которую может развить автомобиль на различных передачах» [11].

Данные для расчёта свободной силы тяги и динамического фактора берутся из таблиц 6 и 7, полученные данные заносим в таблицы 8 и 9. По полученным данным строим динамическую характеристику автомобиля, рисунок 11 и 12.

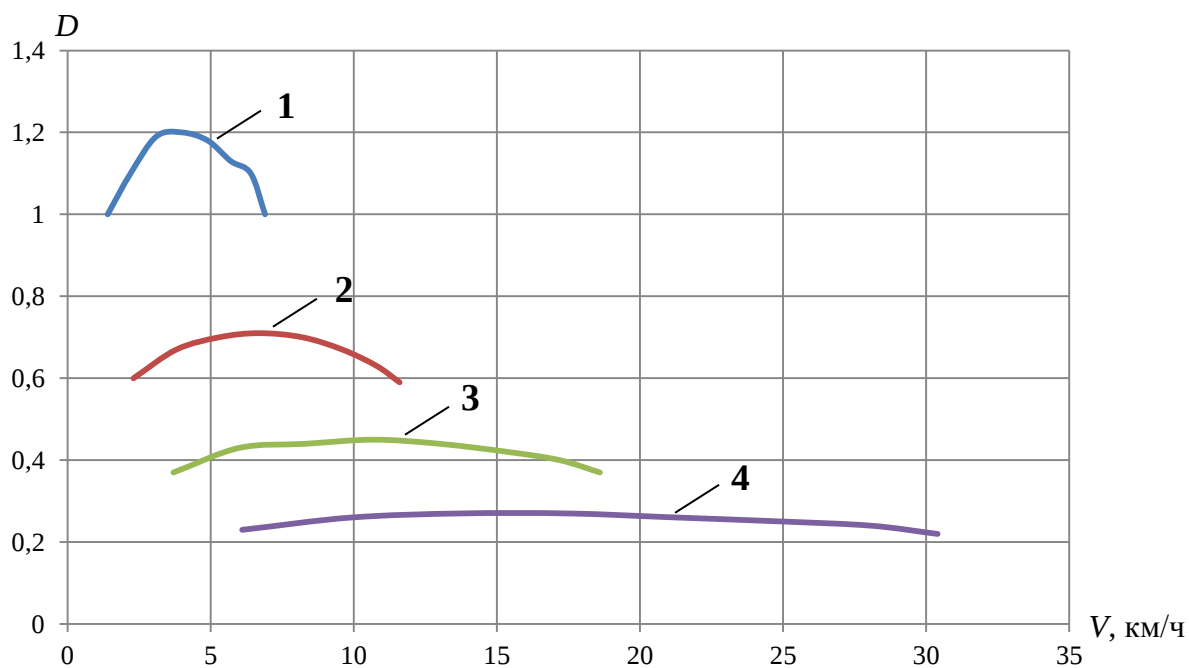


1 – динамический фактор на первой передаче; 2 – динамический фактор на второй передаче; 3 – динамический фактор на третьей передаче; 4 – динамический фактор на четвертой передаче

Рисунок 11 – Динамическая характеристика автомобиля при включенной в раздаточной коробке высшей передаче

«По динамической характеристике можно судить о тягово-скоростных свойствах автомобиля. При этом максимальный динамический фактор 0,60 на высшей передаче определяет диапазон дорожных сопротивлений преодолеваемых без перехода на низшие передачи. Критическая скорость движения равная 8 км/ч, которая соответствует максимальному динамическому фактору, определяет диапазон устойчивого движения автомобиля на высшей передаче при работе двигателя с полной мощностью.

Максимальный динамический фактор на низшей передаче, определяет максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем» [11].



1 – динамический фактор на первой передаче; 2 – динамический фактор на второй передаче; 3 – динамический фактор на третьей передаче; 4 – динамический фактор на четвёртой передаче

Рисунок 12 – Динамическая характеристика автомобиля при включенной в раздаточной коробке низшей передаче

По своим тягово-скоростным свойствам автомобиль может эксплуатироваться на дорогах всех категорий, в том числе на бездорожье.

4.3 Ускорение при разгоне автомобиля

«Ускорение автомобиля в процессе его разгона определяют по формуле:

$$j = (D - \psi) \cdot \frac{g}{\delta}, \quad (27)$$

где D – динамический фактор;

ψ – коэффициент дорожного сопротивления, равен 0,03;

g – ускорение свободного падения, равно 9,81 м/с²;

δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс, определяется по формуле (28)» [3].

$$\delta = 1,04 + 0,04 \cdot i_k^2, \quad (28)$$

где i_k – передаточное число на соответствующей передаче.

$$\delta = 1,04 + 0,04 \cdot 4,38^2 = 1,81.$$

Данные коэффициента заносим в таблицу 8.

Таблица 8 – Данные коэффициента, учитывающего влияние вращающихся масс

Наименование параметра	Передача			
	Первая	Вторая	Третья	Четвертая
Передаточное число	4,38	2,6	1,64	1
Коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс	1,81	1,31	1,15	1,08

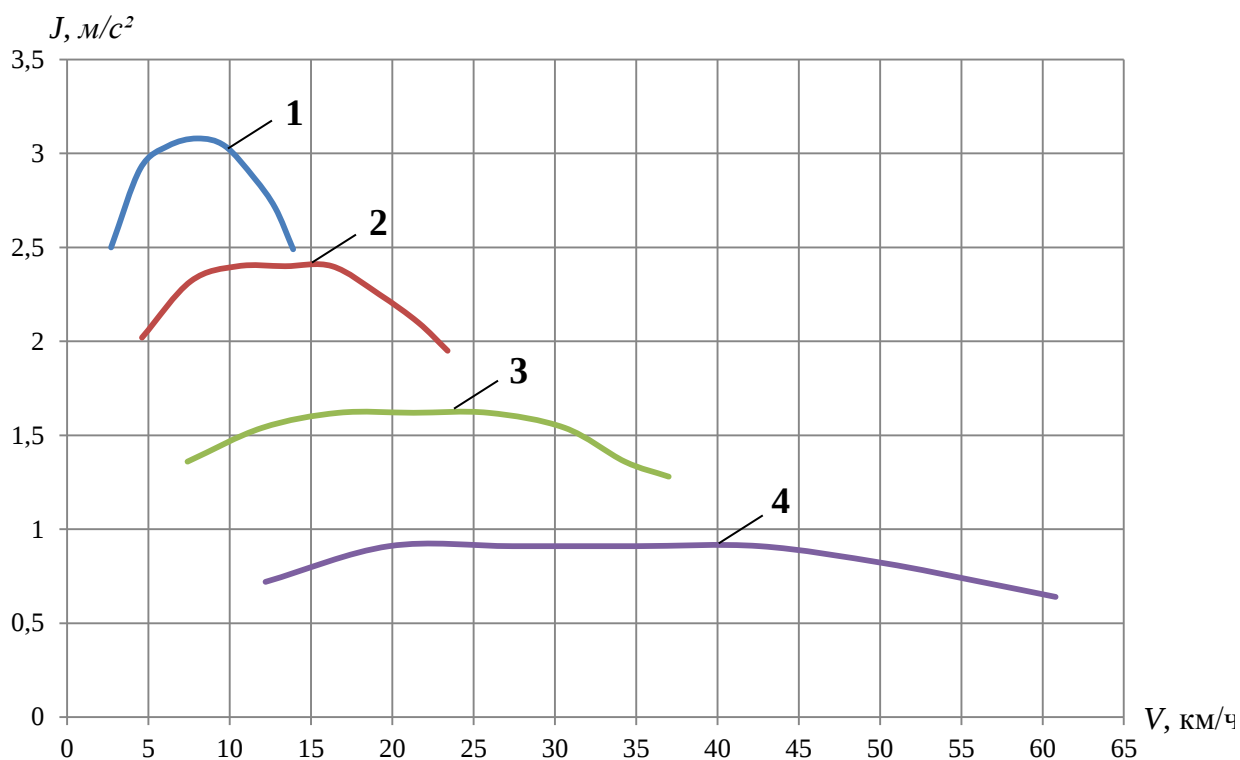
Данные расчётов ускорения автомобиля в процессе разгона заносим в таблицы 9 и 10, и строим графики ускорения при разгоне (рисунок 13, 14).

Таблица 9 – Расчётные данные для построения графика ускорения при разгоне автомобиля при включенной высшей передаче в раздаточной коробке

Первая передача	Скорость движения, км/ч	2,7	4,5	6,2	8	9,7	11,5	12,8	13,9
	Ускорение автомобиля, м/с ²	2,5	2,92	3,04	3,08	3,04	2,87	2,71	2,49
Вторая передача	Скорость движения, км/ч	4,6	7,6	10,5	13,4	16,3	19,2	21,6	23,4
	Ускорение автомобиля, м/с ²	2,02	2,32	2,40	2,40	2,40	2,25	2,10	1,95
Третья передача	Скорость движения, км/ч	7,4	12	16,7	21,3	25,9	30,6	34,3	37
	Ускорение автомобиля, м/с ²	1,36	1,54	1,62	1,62	1,62	1,54	1,36	1,28
Четвертая передача	Скорость движения, км/ч	12,2	19,8	27,4	35	42,6	50,2	56,2	60,8
	Ускорение автомобиля, м/с ²	0,72	0,91	0,91	0,91	0,91	0,82	0,72	0,64

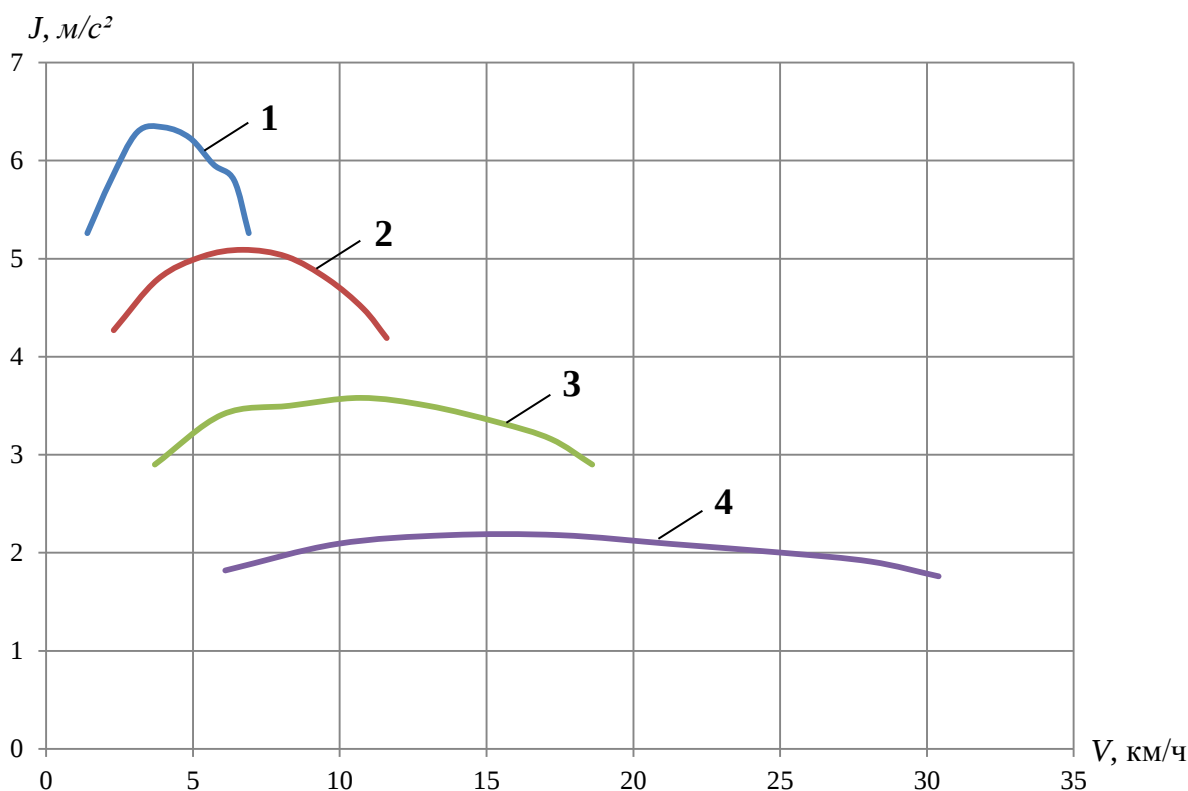
Таблица 10 – Расчётные данные для построения графика ускорения при разгоне автомобиля при включенной низшей передаче в раздаточной коробке

Первая передача	Скорость движения, км/ч	1,4	2,2	3,1	4,0	4,9	5,7	6,4	6,9
	Ускорение автомобиля, м/с ²	5,26	5,80	6,29	6,34	6,23	5,96	5,80	5,26
Вторая передача	Скорость движения, км/ч	2,3	3,8	5,3	6,7	8,2	9,6	10,8	11,6
	Ускорение автомобиля, м/с ²	4,27	4,79	5,02	5,09	5,02	4,79	4,49	4,19
Третья передача	Скорость движения, км/ч	3,7	6	8,3	10,7	13	15,4	17,2	18,6
	Ускорение автомобиля, м/с ²	2,90	3,41	3,50	3,58	3,50	3,33	3,16	2,90
Четвертая передача	Скорость движения, км/ч	6,1	9,9	13,7	17,5	21,3	25,1	28,1	30,4
	Ускорение автомобиля, м/с ²	1,82	2,09	2,18	2,18	2,09	2,0	1,91	1,76



1 – ускорение на первой передаче; 2 – ускорение на второй передаче; 3 – ускорение на третьей передаче; 4 – ускорение на четвертой передаче

Рисунок 13 – Ускорение при разгоне автомобиля при включенной в раздаточной коробке высшей передаче



1 – ускорение на первой передаче; 2 – ускорение на второй передаче; 3 – ускорение на третьей передаче; 4 – ускорение на четвёртой передаче

Рисунок 14 – Ускорение при разгоне автомобиля при включенной в раздаточной коробке низшей передаче

4.4 Определение времени и пути разгона автомобиля

«Время и путь разгона автомобиля определяют графоаналитическим способом. С этой целью кривую ускорений разбивают на ряд интервалов и считают, что в каждом интервале скоростей автомобиль разгоняется с постоянным ускорением, определяют по формуле:

$$j_{cp} = 0,5 \cdot (j_1 + j_2), \quad (29)$$

где j_1 , j_2 – ускорения соответственно в начале и конце интервала скоростей, м/с^2 » [9].

$$j_{cp} = 0,5 \cdot (2,5 + 2,92) = 2,71 \text{ м/с}^2.$$

Время разгона в том же интервале скоростей определяют по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta v}{3,6 \cdot j_{cp}}, \quad (30)$$

$$\Delta t = \frac{1,8}{3,6 \cdot 2,71} = 0,18 \text{ с.}$$

«Общее время разгона от минимальной (устойчивой) до максимальной скорости определяется по формуле:

$$t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_n, \quad (31)$$

где Δt – время разгона на соответствующем интервале, с;

t_n – время переключения передач, принимаем 1,5 с» [11].

При расчёте пути разгона приближенно считают, что в каждом интервале изменения скорости автомобиль движется равномерно со средней скоростью:

$$v_{cp} = 0,5 \cdot (v_1 + v_2), \quad (32)$$

$$v_{cp} = 0,5 \cdot (2,7 + 4,5) = 3,6 \text{ км/ч.}$$

При этом допущении путь разгона в интервале скоростей определяется по формуле:

$$\Delta S = \frac{v_{cp} \cdot \Delta t}{3,6}, \quad (33)$$

$$\Delta S = \frac{3,6 \cdot 0,18}{3,6} = 0,18 \text{ с.}$$

«Общий путь разгона определяется по формуле:

$$S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \dots + \Delta S_n, \quad (34)$$

где ΔS – путь разгона на соответствующем интервале, м;

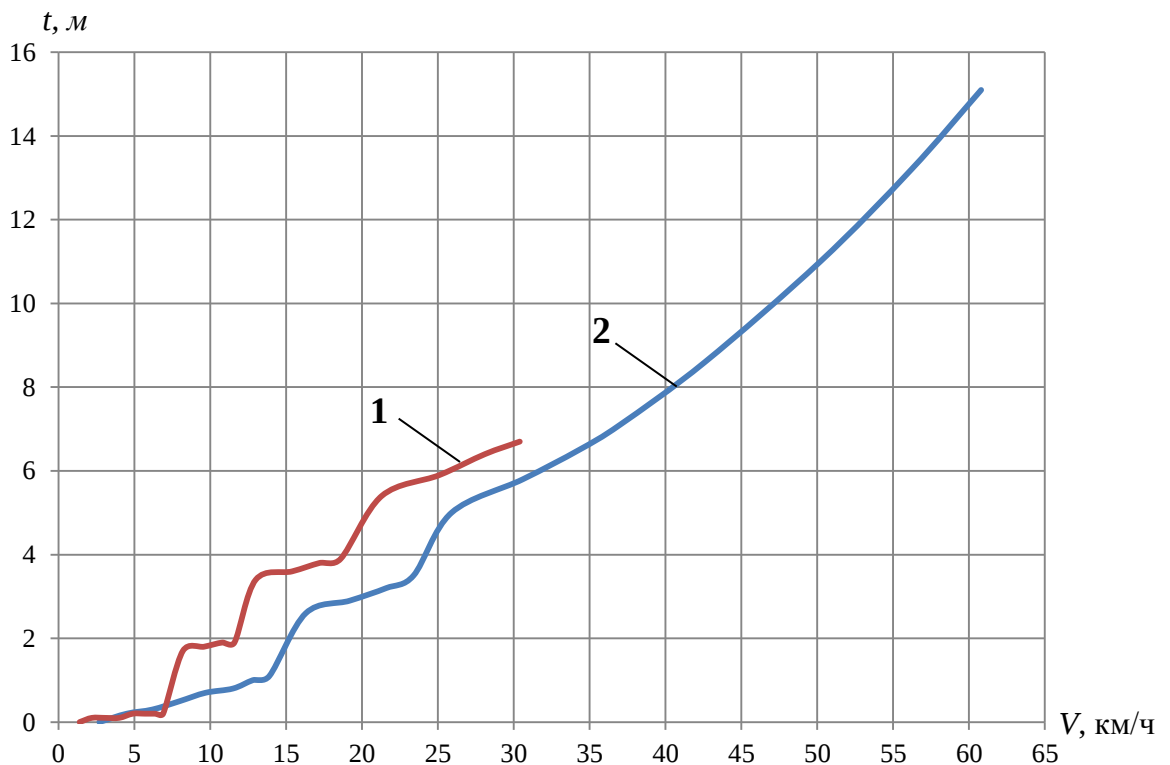
S_n – путь, пройденный автомобилем за время переключения передач, м.

$$S_n = (v_n - 17 \cdot t_n \cdot \psi) \cdot \frac{t_n}{3,6}, \quad (35)$$

где v_n – скорость в момент начала переключения передач, км/ч;

ψ – коэффициент дорожного сопротивления, равен 0,03» [11].

Результаты расчётов сводим в таблицы 11 и 12, и строим график времени и пути разгона автомобиля (рисунок 15, 16).



- 1- разгон при включении в раздаточной коробке понижающей передачи;
2- разгон при включении в раздаточной коробке прямой передачи

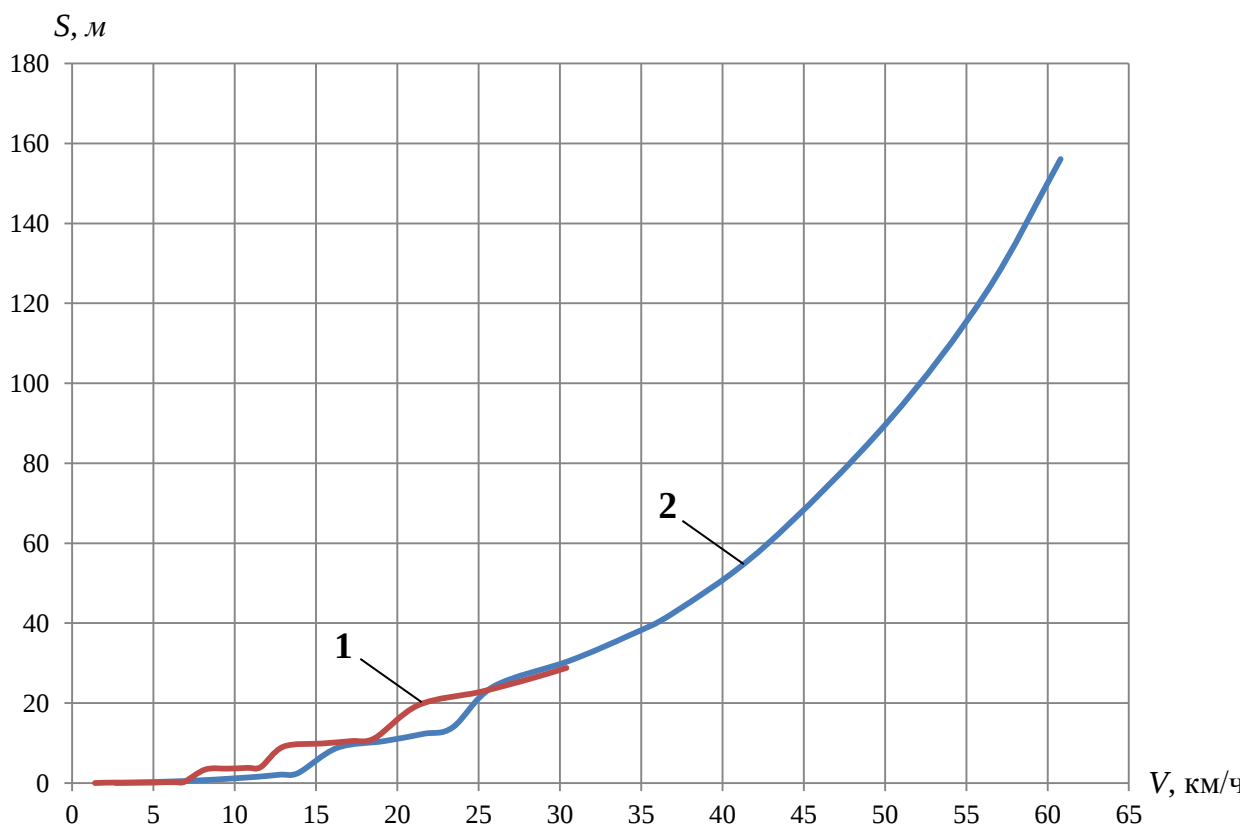
Рисунок 15 – Время разгона автомобиля

Таблица 11 – Время и путь разгона при включении в раздаточной коробке прямой передачи

V_n , км/ч	2,7	4,5	6,2	8,0	9,7	11,5	12,8	13,9	16,3	19,2	21,6	23,4	25,9	30,6	34,3	37	42,6	50,2	56,2	60,8
D	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,11	0,1
j , м/с	2,5	2,9	3,0	3,1	3,0	2,9	2,7	2,5	2,4	2,3	2,1	2,0	1,6	1,5	1,4	1,3	0,9	0,8	0,7	0,6
j_{cp} , м/с	-	2,7	3,0	3,1	3,1	3,0	2,8	2,6	-	2,3	2,2	2,0	-	1,6	1,5	1,3	-	0,9	0,8	0,7
ΔV , км/ч	-	1,8	1,7	1,8	1,7	1,8	1,3	1,1	-	2,9	2,4	1,8	-	4,7	3,7	2,7	-	7,6	6	4,6
Δt , с	-	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	1,5	0,4	0,3	0,3	1,5	0,8	0,7	0,6	1,5	2,4	2,2	1,9
t , с	-	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	1,0	1,1	2,6	2,9	3,2	3,5	5,0	5,8	6,5	7,1	8,6	11,0	13,2	15,1
V_{cp} , км/ч	-	3,6	5,4	7,1	8,9	10,6	12,2	13,4	15,1	17,8	20,4	22,5	24,7	28,3	32,5	35,7	39,8	46,4	53,2	58,5
ΔS , м	-	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,4	0,5	6,3	1,7	1,8	1,6	10,2	6,5	6,4	5,6	16,6	31,3	32,1	33,6
S , м	-	0,2	0,4	0,7	1,1	1,6	2,1	2,5	8,8	10,5	12,3	13,9	24,1	30,6	37,0	42,6	59,2	90,5	122,6	156,1

Таблица 12 – Время и путь разгона при включении в раздаточной коробке понижающей передачи

V_n , км/ч	1,4	2,2	3,1	4,0	4,9	5,7	6,4	6,9	8,2	9,6	10,8	11,6	13,0	15,4	17,2	18,6	21,3	25,1	28,1	30,4
D	1,0	1,1	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1	1,0	0,7	0,7	0,6	0,6	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2
j , м/с	5,3	5,8	6,3	6,3	6,2	6,0	5,8	5,3	5,0	4,8	4,5	4,2	3,5	3,3	3,2	2,9	2,1	2,0	1,9	1,8
j_{cp} , м/с	-	5,5	6,1	6,3	6,3	6,1	5,9	5,5	-	4,9	4,6	4,3	-	3,4	3,3	3,0	-	2,1	2,0	1,8
ΔV , км/ч	-	0,8	0,9	0,9	0,9	0,8	0,7	0,5	-	1,4	1,2	0,8	-	2,4	1,8	1,4	-	3,8	3,0	2,3
Δt , с	-	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	1,5	0,1	0,1	0,1	1,5	0,2	0,2	0,1	1,5	0,5	0,4	0,4
t , с	-	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	1,7	1,8	1,9	1,9	3,4	3,6	3,8	3,9	5,4	5,9	6,4	6,7
V_{cp} , км/ч	-	1,8	2,7	3,6	4,5	5,3	6,1	6,7	7,6	8,9	10,2	11,2	12,3	14,2	16,3	17,9	20,0	23,2	26,6	29,3
ΔS , м	-	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	3,2	0,2	0,2	0,2	5,1	0,8	0,7	0,7	8,3	3,3	3,2	2,8
S , м	-	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	3,4	3,6	3,8	4,0	9,1	9,9	10,5	11,2	19,5	22,8	26,0	28,8



1 – разгон при включении в раздаточной коробке понижающей передачи;
 2 – разгон при включении в раздаточной коробке прямой передачи

Рисунок 16 – Путь разгона автомобиля

Выводы по разделу.

В ходе выполнения 4 раздела выпускной квалификационной работы было сделано следующее:

- проведен тяговый расчет и построена тяговая характеристика;
- рассчитан динамический фактор и построена динамическая характеристика;
- рассчитано ускорение автомобиля на четырех передачах и построен график ускорений;
- определены время и путь разгона автомобиля, и построены соответствующие графики.

В следующем разделе предлагается провести расчеты основных (нагруженных) узлов трансмиссии автомобиля.

5 Конструкторская часть

5.1 Расчёт цилиндрической передачи колёсного редуктора

5.1.1 Расчёт крутящего момента

«Крутящий момент на ведущем валу вычисляется по формуле:

$$M_{p1}^o = M_{e\max} \cdot (1 - \beta) \cdot u_k \cdot \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_{kn}, \quad (36)$$

где $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя 216 Н·м;

β – коэффициент, учитывающий относительные затраты крутящего момента на привод вспомогательных агрегатов, принимаем 0,1 [4];

u_k – передаточное число до рассчитываемого узла, при включении в раздаточной коробке прямой передачи равняется 26,28, при включении в раздаточной коробке понижающей передачи и переднего моста 52,56;

η_z – КПД зубчатой передачи, равняется 0,97;

η_n – КПД пары подшипников, равняется 0,99;

η_{kn} – карданной передачи, равняется 0,98» [3];

– «по сцеплению (формула 37)

$$M_p^\varphi = \frac{G_{cy} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_K}{u_0}, \quad (37)$$

где G_{cy} – сцепной вес вездехода, равняется 8727 Н;

u_0 – передаточное число бортовой передачи 2,5;

$\varphi_{\max}$ – максимальный коэффициент сцепления с дорогой, принимаем 0,8 [3];

r_K – радиус колеса, равен 0,6 м» [3].

$$M_{p1}^{\phi} = \frac{216 \cdot (1 - 0,1) \cdot 26,28 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{2} = 2208 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{p2}^{\phi} = \frac{216 \cdot (1 - 0,1) \cdot 52,56 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{2} = 4415 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_p^{\phi} = \frac{8727 \cdot 0,8 \cdot 0,6}{2,5} = 1676 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.1.2 Подбор материала для основных деталей

Шестерни изготавливаются из материала 20ХГНМТА, подвергнуты цементации на глубину 1,2...1,5 мм до твердости поверхности зубьев HRC 57...64, и сердцевины зубьев HRC 32...45.

Материал для валов выбираем Сталь 45Х с термической обработкой – закалка в масле и отпуск, твердость по Бринеллю HB 320...340, предел прочности которой 950 МПа, а предел текучести 700 МПа.

Характеристика материала: 20ХГНМТА: 20% углерода, 1,5% хрома, 1,5% марганца, 1,5% никеля, 1,5% молибдена, 1,5% титана, А – высококачественная сталь.

5.1.3 Расчет допускаемых напряжений в цилиндрической зубчатой передаче

Определение допускаемых напряжений

«Допускаемое контактное напряжение вычисляется по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (38)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости поверхности зубьев, определяется по формуле (39);

S_H – коэффициент безопасности, принимаем 1,1 [14];

K_{HL} – коэффициент долговечности, принимается в диапазоне от 1 до 2,6, принимаем 1,4» [14].

$$\sigma_{\text{limb}} = 2 \cdot HB + 70, \quad (39)$$

$$\sigma_{\text{limb}} = 2 \cdot 350 + 70 = 770 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{\text{н}}] = \frac{770}{1,1} \cdot 1,4 = 980 \text{ МПа}.$$

«Допускаемое напряжение на изгиб зубьев вычисляется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_f} \cdot K_{HL} \cdot K_{FC}, \quad (40)$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ – предел выносливости зубьев на изгиб, определяется по формуле (41).

S_f – коэффициент безопасности, принимаем 1,1;

K_{HL} – коэффициент долговечности, принимаем 1,4;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаем 1» [14];

$$\sigma_{F \text{ limb}} = 1,8 \cdot HB, \quad (41)$$

$$\sigma_{F \text{ limb}} = 1,8 \cdot 350 = 630 \text{ МПа}.$$

Подставляем значения в формулу (40) и получаем:

$$[\sigma_F] = \frac{630}{1,1} \cdot 1,4 \cdot 1 = 802 \text{ МПа}.$$

«Допускаемое максимальное контактное напряжение при перегрузке зубьев, вычисляется по формуле:

$$[\sigma_{\text{н}}^{\text{max}}] = 2,8 \cdot \sigma_m, \quad (42)$$

где σ_m – предел текучести материала зубьев при растяжении, принимаем 700 МПа» [20].

$$[\sigma_n^{\max}] = 2,8 \cdot 700 = 1960 \text{ МПа} .$$

Допускаемое максимальное напряжение на изгиб зубьев при перегрузке вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned} [\sigma_F^{\max}] &= 0,8 \cdot \sigma_m, \\ [\sigma_F^{\max}] &= 0,8 \cdot 700 = 560 \text{ МПа} , \end{aligned} \quad (43)$$

«Межосевое расстояние из условия контактной прочности зубьев вычисляется по формуле:

$$a_w = 495 \cdot (U_k + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1}{\psi_{\text{ва}} \cdot U_k \cdot [\sigma_n]^2}} \cdot K_{H\beta} , \quad (44)$$

где $\psi_{\text{ва}}$ – коэффициент ширины венца, принимаем 0,45;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, принимаем равным 1,4» [14].

$$a_w = 495 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1676}{0,45 \cdot 2,5 \cdot 980^2}} \cdot 1,4 = 165 \text{ мм} .$$

Нормальный модуль вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned} m_n &= (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w, \\ m_n &= (0,01 \dots 0,02) \cdot 165 = 2 \dots 4 \text{ мм} . \end{aligned} \quad (45)$$

Принимаем нормальный модуль из стандартного ряда равным 3 [14]

Суммарное число зубьев вычисляется по формуле:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n}, \quad (46)$$

где β – угол наклона зубьев, принимаем равным 0° [14];

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 165 \cdot \cos 0^\circ}{3} = 110.$$

Число зубьев шестерни и колеса определяется по формуле:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u_0 + 1}, \quad (47)$$

$$Z_1 = \frac{110}{2,5 + 1} = 31,4.$$

Принимаем 32 зуба.

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1, \quad (48)$$

$$Z_2 = 110 - 32 = 78.$$

Фактическое передаточное число передачи

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (49)$$

$$u_{\phi} = \frac{78}{32} = 2,45.$$

5.1.4 Определение геометрических размеров шестерни и колеса

Делительный диаметр шестерни вычисляется по формуле:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_1, \quad (50)$$

$$d_1 = \frac{3}{1} \cdot 32 = 96 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр колеса вычисляется по формуле:

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_2, \quad (51)$$

$$d_2 = \frac{3}{1} \cdot 78 = 234 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев шестерни вычисляется по формуле:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n, \quad (52)$$

$$d_{a1} = 96 + 2 \cdot 3 = 102 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев колеса вычисляется по формуле:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n, \quad (53)$$

$$d_{a2} = 234 + 2 \cdot 3 = 240 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев шестерни вычисляется по формуле:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n, \quad (54)$$

$$d_{f1} = 96 - 2,5 \cdot 3 = 88,5 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев колеса вычисляется по формуле:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n, \quad (55)$$

$$d_{f2} = 234 - 2,5 \cdot 3 = 226,5 \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса вычисляется по формуле:

$$b_2 = \frac{\psi_{\text{вв}} \cdot a_w}{2}, \quad (56)$$

где $\psi_{\text{вв}}$ – коэффициент ширины венца, принимаем 0,45 [14];

$$b_2 = \frac{0,45 \cdot 165}{2} = 61 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни вычисляется по формуле:

$$b_1 = b_2 + 4, \quad (57)$$

$$b_1 = 60 + 4 = 65 \text{ мм}.$$

5.1.5 Определение сил действующих в зацеплении цилиндрической передачи

Окружная сила вычисляется по формуле:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_1}, \quad (58)$$

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 \cdot 1676}{0,096} = 34917 \text{ Н}.$$

Силы в зацеплении прямозубой передачи представлены на рисунке 17.

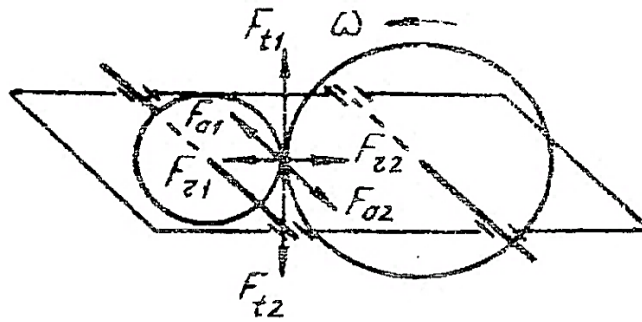


Рисунок 17 – Силы в зацеплении прямозубой передачи

Радиальная сила вычисляется по формуле:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (59)$$

где α – угол зацепления, принимаем 20° [14];

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = \frac{34917 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 11345 \text{ Н}.$$

Осевая сила вычисляется по формуле:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_a = 0. \quad (60)$$

Контактное напряжение зубьев вычисляется по формуле:

$$\sigma_H = 423 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot (U_{p\omega} + 1)}{b_2 \cdot d_1 \cdot U_{p\omega}}} \leq [\sigma_H], \quad (61)$$

где « $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем 1» [14];

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем 1 [14];

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, принимаем 1,1 [14];

$[\sigma_H]$ – допустимое контактное напряжение, 980 МПа.

$$\sigma_H = 376 \cdot \sqrt[3]{\frac{34917 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot (2,5 + 1)}{61 \cdot 96 \cdot 2,5}} = 787 \text{ МПа}.$$

Контактное напряжение меньше допустимого контактного напряжения, следовательно, условие выполняется.

Изгибная прочность зубьев, вычисляется по формуле:

$$\sigma_f = \frac{F_t \cdot K_{f\beta} \cdot K_{fv} \cdot y_f}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_f], \quad (62)$$

где « $K_{f\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем 1» [14];

K_{fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем 1,2 [14];

y_f – коэффициент, учитывающий форму зуба, принимаем 1,3 [20];

$[\sigma_f]$ – допускаемое напряжение на изгиб, принимаем 802 МПа» [14].

$$\sigma_f = \frac{34917 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,3}{61 \cdot 3} = 298 \text{ МПа}.$$

Изгибная прочность зубьев меньше допускаемого напряжения на изгиб, следовательно, удовлетворяет условиям.

5.1.6 Проверка зубчатых колес на перегрузку

Максимальное контактное напряжение зубьев вычисляется по формуле:

$$\sigma_H^{\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{нес}}} \leq [\sigma_H^{\max}], \quad (63)$$

где $K_{\text{нес}}$ – коэффициент перегрузки, 2;

$[\sigma_H^{\max}]$ – допускаемое максимальное контактное напряжение при перегрузке зубьев, 1960 МПа;

$$\sigma_H^{\max} = 787 \cdot \sqrt{2} = 1113 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Максимальное напряжение на изгиб зубьев вычисляется по формуле:

$$\sigma_F^{\max} = \sigma_F \cdot \sqrt{K_{\text{нес}}} \leq [\sigma_F^{\max}], \quad (64)$$

где $[\sigma_F^{\max}]$ – допускаемое напряжение на изгиб зубьев при перегрузке, 560 МПа.

$$\sigma_F^{\max} = 298 \cdot \sqrt{2} \leq 421 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

5.2 Расчёт валов колёсного редуктора

5.2.1 Расчёт допускаемых напряжений

Для изготовления примем Сталь 45Х.

Термообработка – нормализация, предел прочности равен 650 МПа.

При расчете необходимо определить длину вала, плечи сил, действующих на вал. Основные размеры берем по прототипу. Схема редуктора с основными размерами представлена на рисунке 18.

«Допускаемое напряжение на изгиб определяется по формуле:

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_{-1}}{[n] \cdot K_\sigma}, \quad (65)$$

где σ_{-1} – предел выносливости, 950 МПа;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, 1,5...2,5;

K_σ – коэффициент концентрации напряжений, 2,0...3,0» [20].

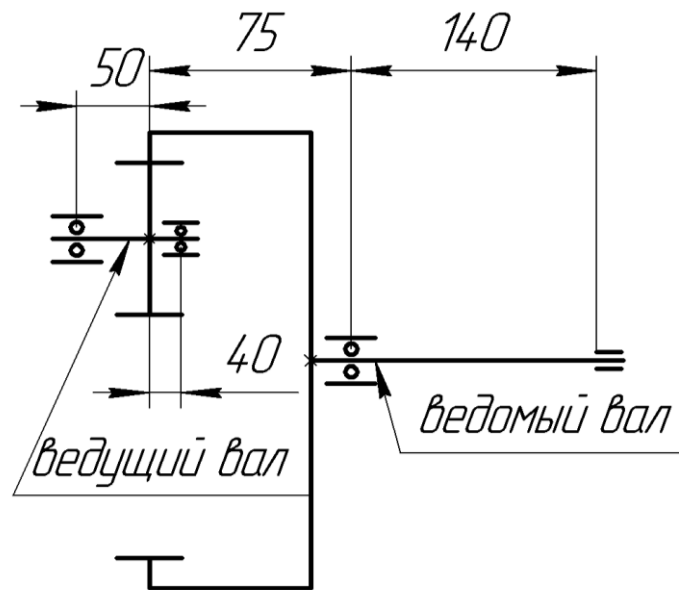


Рисунок 18 – Схема редуктора с основными размерами

$$[\sigma_u] = \frac{0,45 \cdot 950}{1,5 \cdot 2} = 143 \text{ МПа} .$$

«Допускаемое напряжение на кручение определяется по формуле:

$$[\tau] = 0,5 \cdot [\sigma_u], \quad (66)$$

$$[\tau] = 0,5 \cdot 143 = 71,5 \text{ МПа} .$$

5.2.2 Расчет первичного вала колёсного редуктора

Определяем реакции на опорах на вертикальной плоскости

$$\Sigma M_a = 0; \quad -F_{t1} \cdot 50 + F_b \cdot (40 + 50) = 0,$$

$$F_b = \frac{F_{t1} \cdot 50}{40 + 50}, \quad (67)$$

$$F_b = \frac{34917 \cdot 50}{40 + 50} = 19398 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_b = 0; \quad -F_{t2} \cdot 40 + F_a \cdot (50 + 40) = 0,$$

$$F_b = \frac{F_{t1} \cdot 40}{50 + 40}, \quad (68)$$

$$F_b = \frac{34917 \cdot 40}{40 + 50} = 15519 \text{ Н}.$$

Проводим проверку:

$$F_a - F_{t1} + F_b = 15519 - 34917 + 19398 = 0.$$

Определяем реакции на опорах на горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_a = 0; \quad -F_{r1} \cdot 50 + F_b \cdot (40 + 50) = 0,$$

$$F_b = \frac{F_{r1} \cdot 50}{40 + 50}, \quad (69)$$

$$F_b = \frac{11345 \cdot 50}{40 + 50} = 6304 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_b = 0; \quad -F_{r2} \cdot 40 + F_a \cdot (50 + 40) = 0,$$

$$F_b = \frac{F_{r1} \cdot 40}{50 + 40}, \quad (70)$$

$$F_b = \frac{11348 \cdot 40}{40 + 50} = 5044 \text{ Н}.$$

Проводим проверку:

$$F_a - F_{r1} + F_b = 5044 - 11348 + 6304 = 0.$$

Изгибающие моменты на вертикальной плоскости определяется по формуле:

$$M_{изг.} = F_a \cdot 0,05, \quad (71)$$

$$M_{изг.} = 15519 \cdot 0,05 = 766 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты на горизонтальной плоскости также определяются по формуле (71):

$$M_{изг.} = 5044 \cdot 0,05 = 252 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарные реакции на опорах определяются по формуле:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{(F^B)^2 + (F^T)^2}, \quad (72)$$

$$F_{b\Sigma} = \sqrt{(19398)^2 + (6304)^2} = 20397 \text{ Н},$$

$$F_{b\Sigma} = \sqrt{(15519)^2 + (5044)^2} = 16318 \text{ Н}.$$

Суммарные значения изгибающих моментов для выбранных сечений определяется по формуле:

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и}^B)^2 + (M_{и}^T)^2}, \quad (73)$$

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(776)^2 + (252)^2} = 816 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентный момент определяется по формуле:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(M_{и\Sigma})^2 + (M_1)^2}, \quad (74)$$

где M_1 – крутящий момент, принимаем 1676 Н·м;

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{(816)^2 + (1676)^2} = 1764 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметры валов для выбранных сечений определяются по формуле:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}}. \quad (75)$$

Тогда диаметр под шестерни равен:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{1764 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 143}} = 49,78 \text{ мм}.$$

Под передним подшипником, так как на передней опоре $M_{\text{ЭКВ}} = M_1$, то

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{1676 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 143}} = 44,98 \text{ мм}.$$

Назначим диаметр под подшипники 50 мм и 45 мм.

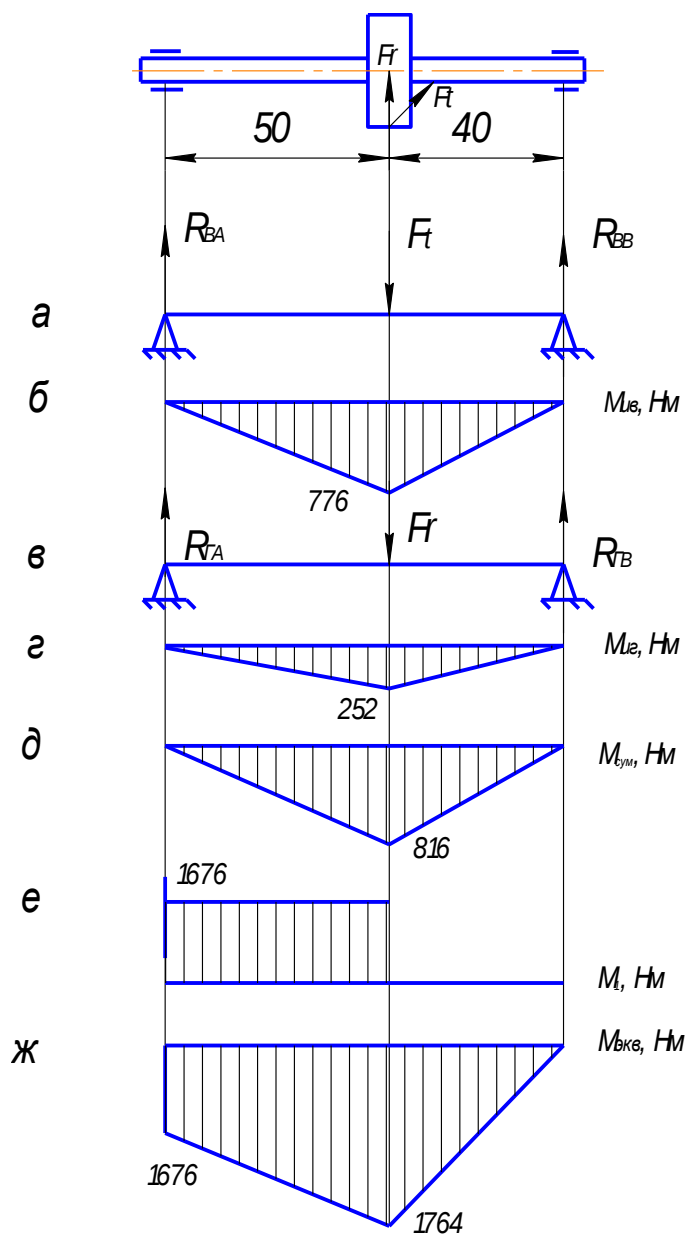
Расчётная схема вала приведена на рисунке 19.

5.2.3 Расчет ведомого вала колёсного редуктора

Реакции на опорах на вертикальной плоскости определяются следующим образом:

$$\Sigma M_a = 0; \quad -F_{r1} \cdot 75 + F_b \cdot 215 = 0,$$

$$F_b = \frac{34917 \cdot 75}{215} = 12180 \text{ Н}.$$



а – силы, действующие на вал в вертикальной плоскости; б – эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; в – силы, действующие на вал в горизонтальной плоскости; г – эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; д – эпюра суммарного изгибающего момента; е – эпюра крутящего момента; ж – эпюра эквивалентного момента

Рисунок 19 – Расчётная схема ведущего вала

$$\Sigma M_b = 0; \quad -F_{r2} \cdot 140 - F_a \cdot 215 = 0,$$

$$F_a = \frac{34917 \cdot 140}{215} = 22737 \text{ Н}.$$

Проводим проверку:

$$F_a - F_{t1} + F_b = 22737 - 34917 + 12180 = 0.$$

Реакции на опорах на горизонтальной плоскости определяются:

$$\Sigma M_a = 0; \quad -F_{r1} \cdot 75 + F_b \cdot 215 = 0,$$

$$F_b = \frac{11345 \cdot 75}{215} = 3958 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_b = 0; \quad -F_{r2} \cdot 140 - F_a \cdot 215 = 0,$$

$$F_a = \frac{11345 \cdot 140}{215} = 7387 \text{ Н.}$$

Проводим проверку:

$$-F_a + F_{r1} + F_b = -7387 + 11345 - 3958 = 0.$$

Изгибающие моменты на вертикальной плоскости определяются:

$$M_{изг.} = F_{t1} \cdot 0,075 = 34917 \cdot 0,075 = 2619 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты на горизонтальной плоскости определяются:

$$M_{изг.} = F_{t1} \cdot 0,075 = 11345 \cdot 0,075 = 851 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарные реакции на опорах определяются:

$$F_{a\Sigma} = \sqrt{(22737)^2 + (7387)^2} = 23341 \text{ Н},$$

$$F_{b\Sigma} = \sqrt{(12180)^2 + (3958)^2} = 12807 \text{ Н}.$$

Суммарное значение изгибающих моментов для выбранных сечений равно:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(2619)^2 + (851)^2} = 2754 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентный момент определяется по формуле:

$$M_{\Sigma KB} = \sqrt{(M_{\Sigma})^2 + (M_2)^2}, \quad (76)$$

где M_2 – крутящий момент, принимаем 4190 Н·м;

$$M_{\Sigma KB} = \sqrt{(2754)^2 + (4190)^2} = 5014 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметры валов для выбранных сечений равны:

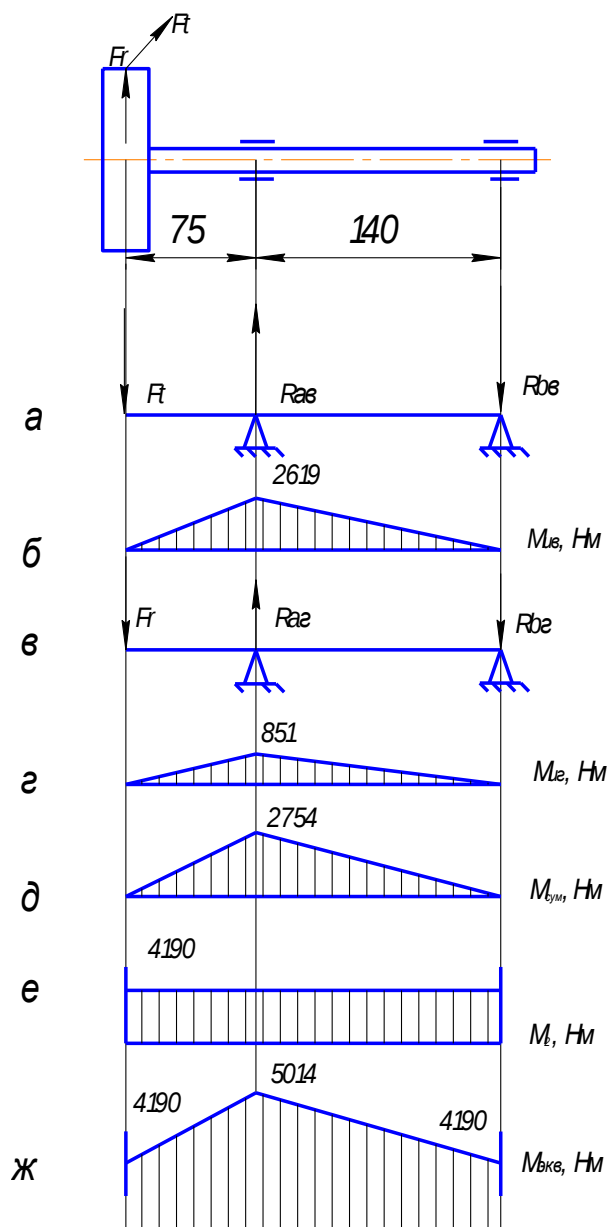
$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{5014 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 143}} = 70,05 \text{ мм}.$$

Назначим диаметр под подшипники 70 мм. Расчётная схема вала представлена на рисунке 20.

5.2.4 Расчет шлицевого соединения ведущего вала

Расчет шлицевого соединения ведущего вала по напряжению смятия.

Принимаем шлицевое соединение по ГОСТ 1139-80, [14]



а – силы, действующие на вал в вертикальной плоскости; б – эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; в – силы, действующие на вал в горизонтальной плоскости; г – эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; д – эпюра суммарного изгибающего момента; е – эпюра крутящего момента; ж – эпюра эквивалентного момента

Рисунок 20 – Расчётная схема ведомого вала

«Исходные данные для расчета:

- число зубьев, шт. 8;
- внутренний диаметр вала, мм 46;
- наружный диаметр вала, мм 50;
- ширина зуба, мм 9;

- крутящий момент на валу, Н·м 1676» [1].

Площадь смятия определяется по формуле:

$$A_{cm} = \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot c \right) \cdot l, \quad (77)$$

где l – длина поверхности контактов шлицев, принимаем 70 мм;

c – размер фаски, принимаем 0,4 мм;

$$A_{cm} = \left(\frac{50-46}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) \cdot 70 = 84 \text{ мм}.$$

Средний радиус шлицевого соединения вычисляется по формуле:

$$R_{cp} = 0,25 \cdot (D + d), \quad (78)$$

$$R_{cp} = 0,25 \cdot (50 + 46) = 24 \text{ мм}.$$

Расчетное напряжение смятия зубьев вычисляется по формуле:

$$\sigma_{cm} = \frac{M_1}{\psi \cdot Z \cdot A_{cm} \cdot R_{cp}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (79)$$

где « ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами, принимаем 0,75» [14];

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия зубьев, принимаем 140 МПа [14].

$$\sigma_{cm} = \frac{1676 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 84 \cdot 24} = 138,5 \text{ МПа} \leq 140 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

5.3 Подбор подшипников колёсного редуктора

Определим частоту вращения первичного вала колёсного редуктора исходя из условия, что средняя скорость автомобиля по труднопроходимым дорогам, с использованием максимальной силы сцепления составляет 25 км/час, тогда:

$$\omega = \frac{V_{CP}}{r_x}, \quad (80)$$

$$\omega = \frac{20}{0,6 \cdot 3,6} = 9,3 \text{ с}^{-1},$$

$$n_{\epsilon} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad (81)$$

$$n_{\epsilon} = \frac{30 \cdot 9,3}{3,14} = 89 \text{ об/мин}.$$

Найдем частоту вращения первичного вала:

$$n = n_{\epsilon} \cdot i_0, \quad (82)$$

$$n = 89 \cdot 2,5 = 223 \text{ мин}^{-1}.$$

Подбираем типоразмер подшипника для ведущего вала.

Для передней опоры назначаем радиальный шариковый однорядный подшипник № 410 ГОСТ 8338-75 для передней опоры, для него из таблицы 3.13 [20] $d=50$ мм; $D=130$ мм; $B=31$ мм; $r=3,5$ мм; $C=87100$ Н; $C_0=52000$ Н.

«Определяем эквивалентную нагрузку по формуле:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_{\epsilon} \cdot K_T, \quad (83)$$

где V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца, принимаем 1 [20];

F_r – радиальная нагрузка, 15127 Н;

K_σ – коэффициент безопасности, учитывающий динамичности нагрузки на долговечность подшипника, 1,2;

K_T – температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника, 1»[20].

$$P = 1 \cdot 15127 \cdot 1,2 \cdot 1 = 18152 \text{ Н}.$$

Вычисляем долговечность выбранного подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^P, \quad (84)$$

где n – частота вращения вала, 223 мин⁻¹;

P – показатель для сферических подшипников, 10/3 [20];

$$\omega = \frac{10^6}{60 \cdot 223} \cdot \left(\frac{87100}{18152} \right)^{10/3} = 13927 \text{ часов}.$$

Полученная долговечность выбранного подшипника соответствует рекомендуемым значениям (от 10000 до 36000 ч.).

Для задней опоры назначаем роликовый радиальный подшипник серии № 32309А ГОСТ 8328-75 для него из табл. 3.13 [20] $d=45$ мм; $D=85$ мм; $B=23$ мм; $r=2,5$ мм; $C=99000$ Н; $C_0=56000$ Н.

Вычисляем долговечность выбранного подшипника по формуле (84):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 223} \cdot \left(\frac{99000}{18152} \right)^{10/3} = 21343 \text{ часов}.$$

Полученная долговечность выбранного подшипника почти соответствует рекомендуемым значениям (от 10000 до 36000 ч.).

Подбираем типоразмер подшипника ведомого вала. Для передней и задней опоры назначаем роликовый радиальный подшипник №2214 ГОСТ 8328-75 для него из таблицы 3.13 [20] $d=70$ мм; $D=125$ мм; $B=24$ мм; $r=2,0$ мм; $C=79200$ Н, $C_0=51000$ Н.

5.4 Расчет автомобиля на устойчивость

5.4.1 Расчет поперечной устойчивости

«Комплексными показателями, являющимися для полноприводных автомобилей важнейшими характеристиками их конструктивного совершенства в части скоростных свойств и безопасности эксплуатации, является коэффициент статической поперечной устойчивости и производный от него угол бокового статического опрокидывания.

Массы и центры тяжести деталей и сборочных единиц оборудования приняты по рабочим чертежам» [13].

«В общем случае высота центра тяжести сборочной единицы, собранной из деталей, определяется по формуле:

$$H_{\text{цт}} = \frac{\sum h_i m_i}{\sum m_i}, \quad (85)$$

где m_i – масса i -ой детали, кг;

h_i – высота центра тяжести i -ой детали, м» [14].

Для одной детали:

$$H_{\text{цт}} = \frac{1,1 \cdot 100}{100} = 1,1 \text{ м.}$$

Подстановка данных чертежа и расчет по формуле (85) дают результат 1,2 м.

Неподдрессоренная масса автомобиля включает массы всех трех мостов, массы колес и массы карданных валов приводов мостов, в сумме составляет 1100 кг.

Таблица 13 – Данные для расчета массы и центра тяжести [23]

Наименование элементов полной массы	Обозначение на схеме	Масса, кг
«Шасси автомобиля	M_1	1100
Кузов автомобиля	M_2	500
Двигатель	M_3	100
Топливные баки	M_4	100
Ремонтное оборудование	M_5	650
Водитель + пассажиры	M_6	450
Полная масса автомобиля,	M	2900
в том числе поддрессоренная масса	M_n	1800
неподдрессоренная масса	M_h	1100» [13].

Поддрессоренная масса:

$$M_n = M - M_h, \quad (86)$$

$$M_n = 2900 - 1100 = 1800 \text{ кг.}$$

Коэффициент неподдрессоренных масс:

$$\kappa_n = \frac{M_h}{M_n}, \quad (87)$$

$$\kappa_n = \frac{1100}{1800} = 0,61.$$

Жесткость рессор у полноприводных автомобилей меньше в сравнении с неполноприводными, что вызывает больший крен их грузовых платформ на разбитых дорогах с малыми радиусами поворотов. Кроме того, их эластичные широкопрофильные шины обладают низкой радиальной

жесткостью (значительной боковой податливостью), пренебрегать которой при определении поперечной устойчивости автомобиля нельзя.

Схема для проверки статической поперечной устойчивости автомобиля представлены на рисунке 21.

«Коэффициент статической поперечной устойчивости и предельный угол бокового статического опрокидывания определяются по формулам:

$$\kappa_{CT} = \operatorname{tg} \beta = \frac{1}{H_{CT}} \cdot (0,5B - \Delta_{ш} - \frac{\Delta_n}{1 + k_n}), \quad (88)$$

где B – ширина колеи, 2,0 м;

$\Delta_{ш}$ – расчетная поперечная деформация шин, 0,095 [21];

k_n – коэффициент неподрессоренных масс, 0,61;

Δ_n – смещение центра неподрессоренных масс вследствие поперечного крена, м» [13].

$$\beta = \operatorname{arctg} \cdot \kappa_{CT}, \quad (89)$$

$$\Delta_n = \varphi_{KP} \cdot (h_n - h_0), \quad (90)$$

где h_n – высота центра поддрессоренных масс, определяется по формуле (85) с использованием данных чертежей и составляет 1,2 м;

h_0 – высота центра крена, у автомобилей с листовыми рессорами находится на уровне крепления рессор к раме, 0,8 м [21];

φ_{KP} – угол крена поддрессоренных масс, рад, определяется по формуле:

$$\varphi_{KP} = \operatorname{arctg} \left(\frac{h^D}{B_p} \right), \quad (91)$$

где h^D – динамический ход подвески мостов, равен 0,138 [21];

B_p – база комплектов рессор, равна 4,8 м.

$$\varphi_{KP} = \arctg\left(\frac{0,138}{4,8}\right) = 0,029.$$

Рассчитанные значения угла крена подрессоренных масс и смещения центра подрессоренных масс, составляют соответственно 0,029 рад и 0,017 м.

$$k_{CT} = tg\beta = \frac{1}{1,2} \left(0,5 \cdot 2,0 - 0,095 - \frac{0,017}{1 + 0,61} \right) = 0,703 \text{ рад.}$$

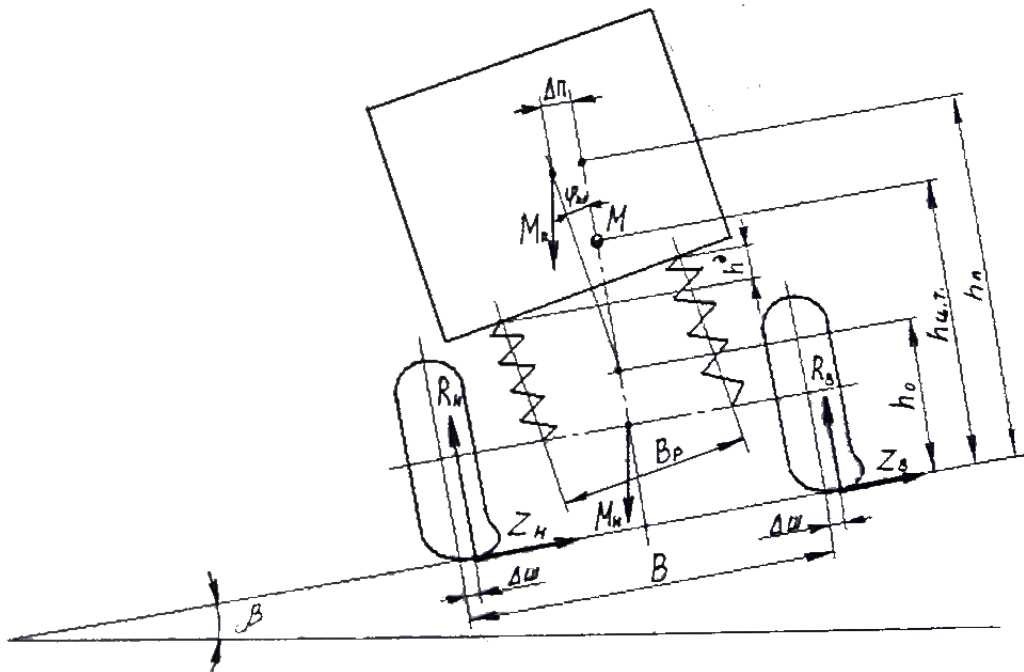


Рисунок 21 – Схема для расчёта поперечной устойчивости

«Расчетные величины коэффициента статической поперечной устойчивости и предельного угла бокового статического опрокидывания, определенные по формулам, имеют численные значения:

$$k_{CT} = 0,703 > [k_{CT}], \quad (92)$$

$$\beta = 39^\circ > [\beta], \quad (93)$$

где $[k_{CT}]$, $[\beta]$ – нормированные для автомобилей значения оценочных показателей, 0,55, 29°» [15].

Выполнение условий (92) и (93) свидетельствует о том, что автомобиль с данной компоновкой, обладает необходимым запасом поперечной устойчивости.

5.4.2 Расчет продольной устойчивости

«В случае потери продольной устойчивости автомобиль может опрокинуться относительно передней или задней оси либо скользить (сползть) в продольном направлении. У современных автомобилей с низко расположенным центром тяжести опрокидывание в продольной плоскости маловероятно. Возможно лишь буксование задних колес, вызывающее сползание автомобиля, например, во время преодоления автомобилем крутого подъема большой длины» [14].

«Определим максимальный угол подъема, который при равномерном движении может преодолеть автомобиль без буксования ведущих колес. Примем, что силы сопротивления качению и воздуха отсутствуют (рисунок 22). Из условий равновесия автомобиля имеем:

$$Z_2 = \frac{Gh_u \sin \alpha_d + \cos \alpha_d}{L}, \quad (94)$$

где G – масса автомобиля, 2500 кг;

h_u – высота центра тяжести, 1,2 м;

α_d – дорожный уклон, град;

L – база автомобиля, 2,3 м» [13].

$$X_2 = G \sin \alpha_d, \quad (95)$$

«Максимальная величина реакции ограничена сцеплением шин с дорогой:

$$X_2 = \varphi_x Z_2, \quad (96)$$

где φ_x – коэффициент сцепления, принимаем 0,6» [3].

Подставив в формулу (96) значения X_2 и Z_2 согласно выражениям (94) и (95) и разделив обе части на $\cos\alpha_d$, получим выражение для максимального (критического) угла подъема, при котором возможно движение автомобиля без буксования ведущих колес:

$$\operatorname{tg}\alpha_d = \frac{\alpha \cdot \varphi_x}{L - \varphi_x h_u}, \quad (97)$$

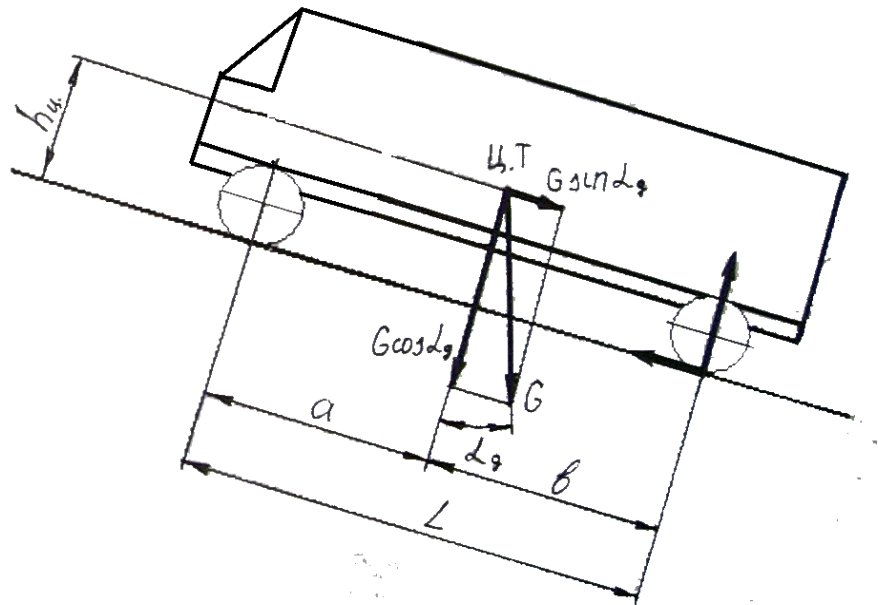


Рисунок 22 – Схема для расчета продольной устойчивости

$$\operatorname{tg}\alpha_d = \frac{1,5 \cdot 0,6}{2,3 - 0,6 \cdot 1,2} 0,57.$$

Критический угол подъема равен:

$$\alpha_d = \operatorname{arctg} \cdot 0,57 = 33^\circ.$$

Значение критического угла подъема говорит о достаточной продольной устойчивости для проектируемого автомобиля-вездехода.

5.5 Расчет радиусов поворота

На рисунке 23 показан автомобиль при движении на повороте. Для упрощения примем, что автомобиль является плоской фигурой и движется по горизонтальной дороге, а шины в поперечном направлении не деформируются.

«При равномерном движении по дуге постоянного радиуса на автомобиль действует центробежная сила:

$$P_{\text{ц}} = M_a w^2 p, \quad (98)$$

где G_a – вес автомобиля, кг;

w – угловая скорость автомобиля при повороте, рад/с;

p – радиус кривизны траектории центра тяжести автомобиля, м»
[22].

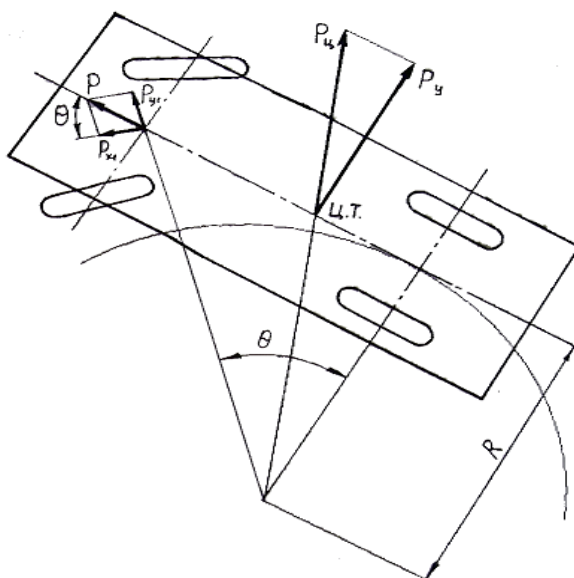


Рисунок 23 – Схема движения автомобиля на повороте

$$w = \frac{v}{R}, \quad (99)$$

$$p = \frac{R}{\cos \gamma}, \quad (100)$$

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \approx \frac{L}{\theta}, \quad (101)$$

где « γ – угол между радиусом поворота центра тяжести и продолжением оси задних колес.

L – база автомобиля, м;

θ – угол между продольной осью автомобиля и вектором скорости средней точки передней оси. Этот угол приблизительно равен полусумме углов поворота управляемых колес» [22].

«Потеря устойчивости автомобилем наиболее опасна при большой скорости, когда движение его близко к прямолинейному. Угол θ при этом сравнительно невелик и можно считать, что $\operatorname{tg} \theta$ равен 0» [13].

Таким образом, центробежная сила, действующая на автомобиль при его равномерном движении по дуге окружности:

$$R_{ц} = \frac{M_a v^2}{R \cos \gamma} \approx \frac{M_a v^2 \theta}{L \cos \gamma}. \quad (102)$$

Поперечная составляющая центробежной силы:

$$P_y = P_{ц} \cos \gamma = \frac{M_a v^2 \theta}{L}. \quad (103)$$

Определим критическую скорость автомобиля по условию опрокидывания (рисунок 24).

«При повороте под действием центробежной силы, автомобиль может опрокинуться относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой. Составим уравнение моментов сил относительно этой оси:

$$G \cdot 0,5 \cdot B - P_y h_u = Z_B B. \quad (104)$$

где Z_B – сумма нормальных реакций дороги, действующих на внутренние колеса автомобиля, Н» [14].

В момент начала опрокидывания внутренние колеса автомобиля оторвутся от дороги и реакции станут равны нулю, тогда:

$$0,5 \cdot B = P_y h_u. \quad (105)$$

Подставив вместо силы, ее значение, получим выражение для критической скорости по условиям опрокидывания:

$$v_0 = \sqrt{\frac{B \cdot L \cdot g}{2h_u \theta}} \approx \sqrt{\frac{B \cdot R \cdot g}{2h_u}}. \quad (106)$$

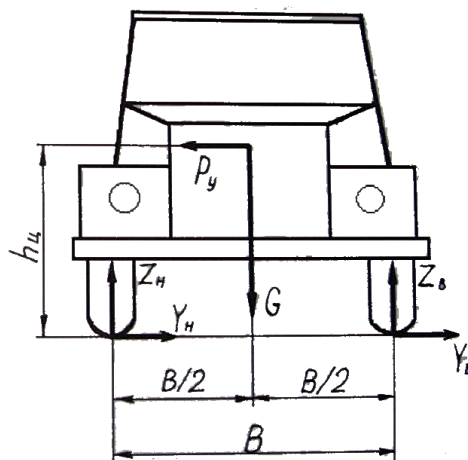


Рисунок 24 – Схема для расчета критической скорости

Из выражения (106) получим формулу для расчета радиусов поворота автомобиля:

$$R = 2 \cdot \frac{h_u \cdot v^2}{B \cdot g} . \quad (107)$$

Радиус поворота на максимальной скорости:

$$R = 2 \cdot \frac{1,2 \cdot 16,6^2}{2 \cdot 9,8} = 34 \text{ м} .$$

Результаты расчетов по формуле (107) для скоростей в интервале от максимальной до минимальной с шагом в 5 км/ч сводим в таблицу 14.

Таблица 14 – Радиусы скоростей

Скорость, км/ч	Радиус поворота, м	Скорость, км/ч	Радиус поворота, м
60	34	35	12
55	29	30	8,5
50	24	25	6
45	19	20	3,5
40	15	15	1,5

В действительности при скоростях ниже 30 км/ч автомобиль будет поворачивать по своему минимальному радиусу поворота – 7,1 м.

Выводы по разделу.

В ходе выполнения пятого раздела работы был произведен расчет основных узлов трансмиссии:

- цилиндрической передачи колесного редуктора;
- валов колесного редуктора;
- осуществлен подбор подшипников колесного редуктора;

Также определен радиус поворота автомобиля.

6 Техническое обслуживание трансмиссии

6.1 Диагностика

«Техническое обслуживание и ремонт трансмиссии составляют около 10% от общего объема технических воздействий на автомобиль. Среди наиболее, уязвимых агрегатов являются сцепление, коробка передач, раздаточная коробка, главная передача» [14].

«Признаками неисправностей сцепления являются: пробуксовка под нагрузкой (из-за отсутствия свободного хода, ослабления диафрагменной пружины, замасливание фрикционных накладок или их износа); неполное выключение (из-за заклинивания или коробления диска, перекоса диафрагменной пружины); резкое включение вследствие заедания выключающей муфты, износа шлицев ступицы ведомого вала; нагрев, стуки и шумы (из-за разрушения подшипника, ослабления заклепок накладок).

Признаками неисправностей коробки передач и раздаточной коробки являются: самовыключение (из-за неполного включения шестерен, износа подшипников, зубьев, шлицев, валов, фиксаторов); шумы при переключении (из-за неполного выключения сцепления или неисправности синхронизатора); повышенный шум, вибрации и снижение КПД» [15, 21].

«При диагностике трансмиссии прежде всего учитывают сведения о перегревах ее агрегатов, продолжительности движения автомобиля накатом, самопроизвольном выключении передач или трудностями их включения, шумах и перегревах, наблюдаемых в процессе работы. Кроме того, учитывают результаты внешнего осмотра (отсутствие подтеканий, деформации), а также данные о механических потерях в трансмиссии, полученные при диагностике автомобиля в целом» [15].

«Механизм сцепления диагностируют по полноте выключения сцепления, определяемой легкостью включения передач, и моменту пробуксовки. На динамометрическом стенде пробуксовку сцепления можно

выявить, освещая стробоскопической лампой карданный вал автомобиля, колеса которого затормаживаются барабанами стенда при помощи нагрузочного устройства. Лампу включают в электрическую цепь системы зажигания. При отсутствии пробуксовки сцепления карданный вал, освещаемый вспышками лампы, кажется неподвижным, поскольку он работает с коленчатым валом как одно целое» [15].

«Коробку передач, раздаточную коробку и ведущие мосты диагностируют по люфтам, вибрациям и тепловому состоянию. Для диагностики по люфтам используют люфтомер-динамометр, позволяющий измерять люфты трансмиссии под воздействием заданного момента. Зев динамометрического ключа прибора накладывают на крестовину карданного вала, указатель закрепляют зажимом на шейке отражателя вала главной передачи, а шкалу – на фланце моста.

Более точно коробку передач, раздаточную коробку и ведущие мосты автомобиля можно диагностировать по параметрам вибрации. Для этого на диагностируемом агрегате закрепляют пьезодатчик, соединенный с приборами для преобразования и фиксации получаемых сигналов, аналогичных тем, которые применяют для виброакустической диагностики двигателя. Измерения ведут при работе автомобиля на беговых барабанах динамометрического стенда с установленной нагрузкой и скоростью.

При упрощенной виброакустической диагностике датчик монтируют в щупе, что обеспечивает легкий доступ к различным участкам агрегатов трансмиссии» [16].

6.2 Регулировка агрегатов трансмиссии

«Сцепление с центральной диафрагменной пружиной не требует регулировки механизма сцепления и регулировки свободного хода

Регулировка затяжки подшипников главной передачи имеет цель устранить осевой зазор вала ведущей шестерни. Устранение излишнего

осевого достигается за счет уменьшения толщины регулировочных шайб до такой затяжки, при которой момент вращения ведущей шестерни не будет превышать 1...3,5 Н·м. Аналогично при помощи изменения числа стальных прокладок восстанавливается предварительный натяг подшипников промежуточного вала главной передачи. После регулировки подшипников регулируют зацепление конических шестерен главной передачи изменением числа прокладок между фланцем стакана вала ведущей шестерни и торцом картера редуктора» [16].

6.3 Смазка агрегатов трансмиссии

«Для смазки агрегатов трансмиссии используются жидкие масла, обладающие хорошими смазочными свойствами под большими нагрузками.

Дозаправку масла обычно производят после того, как масло в агрегате несколько устоится и масляная пена осядет. Масло заливают до уровня контрольного или заправочного отверстия. Излишек масла может привести к перегреву агрегата, а также к выбиванию масла через сальники и сапуны.

Смену масла в агрегатах трансмиссии целесообразно производить сразу же после работы автомобиля (масло нагревается до плюс 70°C) с промывкой картеров и шестерен керосином или дизельным топливом» [13].

«Для промывки в картер агрегата заливают около 2 л промывочной жидкости и промываемый агрегат включается в работу на 2 мин., после чего жидкость сливается и в картер заливается свежее масло.

Сроки замены масла в агрегатах трансмиссии от 32000 до 48000 км в зависимости от узла и масла.

В целях сокращения количества сортов смазочных материалов целесообразно все тяги рулевого механизма, передний мост и шлицы карданного вала смазывать трансмиссионными маслами типа ТСП-15К, ТАД-17И, ТАП-15В. При этом износы деталей уменьшаются на 25...30%, а затраты на смазывание на 15...20%.

При достаточной герметизации узла и наличием в нем небольшой емкости масляной полости периодичность смазки увеличивается до 48000 км пробега. Недостаточно герметизированные узлы изнашиваются в 2...2,5 раза быстрее герметизированных, а периодичность их смазки уменьшается в 3 -4 раза.

Смазка агрегатов трансмиссии автомобиля выполняется с помощью насоса МЗ119-Б. Это устройство представляет собой несколько измененную насосную установку, используемую в комплексе с маслораздаточной колонкой ГАРо (модель 367М)» [16].

6.4 Технологическая карта

«Замену смазки в шарнирах поворотных кулаков мостов с бортовыми передачами производите в последовательности, изложенной ниже:

- затормозите автомобиль стояночным тормозным механизмом или поставьте колодки под задние колеса;
- вывесите передний мост;
- отверните гайки крепления колеса и снимите его;
- отсоедините гибкий шланг от колесного цилиндра тормозного механизма и наконечники рулевых тяг от рычагов, отверните болты крепления обойм уплотнительных колец шаровой опоры и сдвиньте обоймы с уплотнительными кольцами на шейку шаровой опоры;
- отверните гайки шпилек крепления рычага болты крепления верхней накладке шкворня и снимите рычаг или накладку и регулировочные прокладки;
- отверните болты крепления нижней накладке, снимите накладку с регулировочными прокладками;
- выньте при помощи съемника шкворни из корпуса поворотного кулака и снимите корпус в сборе с шарниром шаровой опоры;

- осторожно, не раздвигая вилки (чтобы не выскочили шарики), выньте шарнир в сборе с подшипниками и шестерней из корпуса поворотного кулака;
- удалите отработанную смазку из шаровой опоры, шарнира и корпуса, тщательно промойте керосином и заложите свежую смазку;
- сборку выполняйте в последовательности, обратной разборке, соблюдая требования по регулировке шкворней» [22].

Выводы по разделу:

В данном разделе рассмотрен вопрос целесообразности проведения технического обслуживания трансмиссии автомобиля, приведены последовательности диагностики и технического обслуживания трансмиссии и разработана технологическая карта замены смазки в шарнирах поворотных кулаков мостов с бортовыми передачами.

7 Производственная и экологическая безопасность проекта

7.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики технологического процесса ТО-1 вездехода

Обеспечение безопасности человека в его повседневной деятельности, является важной целью, в условиях современного цивилизованного, социально-ориентированного, экономически стабильного мира.

В общем случае термин «безопасность» понимается как система «человек-машина-среда» в работе которой необходимо сохранить условие, при котором возникновение аварий устраняется с некоторой вероятностью.

В мире, особенно в последние годы, наблюдается интенсивный рост опасных процессов. С одной стороны, это опасные природные явления и стихийные бедствия, с другой стороны – техногенные аварии и катастрофы. За последние полвека число опасных стихийных бедствий увеличилось примерно в три раза, а ущерб от них – десять. При этом следует отметить, что процессы опасных природных явлений во многом связаны с деятельностью человека: деградация природной среды в результате сокращения лесного покрова, выбросов, изменения режимов природной воды, загрязнение воды и так далее.

«Общими мероприятиями, направленными на снижение производственного травматизма, являются:

- рациональное устройство основных и вспомогательных производственных зданий и сооружений;
- рациональное устройство машин, установок и другого оборудования и содержание их в исправном состоянии;
- рациональная организация рабочих мест, изоляция производственного процесса и улучшение технологии производства;

- механизация, автоматизация, защита работников и организационно-массовые мероприятия» [17].

«Здоровые условия труда на предприятиях автомобильной промышленности нельзя обеспечить без учета особенностей производства, так как для осуществления эффективных оздоровительных мероприятий необходимо исходить из санитарно-гигиенической характеристики каждого отдельного производства. При эксплуатации предприятий и отдельных производственных помещений большое значение имеют условия их содержания. В гигиенически чистых, хорошо освещаемых цехах профессиональные заболевания и травматизм обычно снижаются» [26].

«В целях обеспечения потребителя достоверной информацией по безопасности применения, хранения, транспортирования и утилизации материалов, изделий, устройств, а также их использования в бытовых целях для каждого товара/услуги разрабатывается паспорт безопасности» [27].

В таблице 15 представлен паспорт безопасности на технологический процесс ТО-1 вездехода.

Таблица 15 – Паспорт безопасности на технологический процесс ТО-1 вездехода

Технологический процесс/операция	Содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего технологическую операцию, процесс (ОК 010-2014 (МСКЗ-08). Общероссийский классификатор занятий)	Технологическое оборудование, приспособления, необходимые для обеспечения технологического процесса	Наименование материалов, веществ, средств защиты (Приказ Минтруда России от 09.12.2014 N 997н), необходимых для обеспечения технологического процесса
Технологический процесс ТО-1 автомобиля УАЗ	1 Установка автомобиля на пост. 2 Проведение ТО-1 автомобиля УАЗ (контрольно-осмотровые, регламентные работы) согласно карты технического обслуживания автомобиля УАЗ. 3 Снятие автомобиля с поста	Слесарь по ремонту автомобилей 4 разряда	Ключи по размеру крепежных элементов: – рожковые; – накидные; – с трещоткой. Отвертки по размеру крепежных элементов: – плоские; – крестообразные. Манометр, насос	Защитные хлопчатобумажные перчатки, спецодежда, спецобувь

7.2 Определение профессиональных рисков

«Процесс определения профессиональных рисков включает в себя процедуру обнаружения, выявления опасных и вредных производственных факторов (далее – О и ВПФ) согласно ГОСТ 12.0.003-2015 и установления их временных, количественных и других характеристик, в целях разработки комплекса предупреждающих мероприятий в целях обеспечения безопасности труда» [27].

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при технологическом процессе ТО-1 вездехода представлена в таблице 16.

Таблица 16 – Идентификация профессиональных рисков

Выполняемая работа	О и ВПФ	Источник возникновения О и ВПФ
1 Установка автомобиля на пост. 2 Проведение ТО-1 автомобиля УАЗ (контрольно-осмотровые, регламентные работы) согласно карте технического обслуживания автомобиля УАЗ 3 Снятие автомобиля с поста	Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей, узлов, агрегатов	Детали, узлы, агрегаты вездехода
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования	Электроинструмент
	Повышенный уровень шума	Электроинструмент, автомобили на посту
	«Запыленность и загазованность воздуха	Пыль, поднимающаяся от работающего оборудования, транспорта» [27].
	«Возможность поражения электрическим током	Электроинструмент, сварочный аппарат, станки» [27].
	«Отсутствие или недостаток естественного света	Недостаточное количество окон, световых колодцев в помещении, где производится технологический процесс» [27].
	«Монотонность труда, вызывающая монотонию	Однообразно повторяющиеся технологические операции при сборке/испытании» [27].
	Напряжение зрительных анализаторов	
	Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	

7.3 Мероприятия по снижению профессиональных рисков

«В обязанности работодателя входит обеспечение мероприятий, направленных на улучшение условий труда, в том числе разработанных по результатам специальной оценки условий труда (Федеральный закон «О специальной оценке условий труда» от 28.12.2013 № 426-ФЗ). Работодатель должен направлять на эти цели, согласно статье 226 «Финансирование мероприятий по улучшению условий и охраны труда» Трудового кодекса РФ, не менее 0,2 % суммы затрат на производство продукции (работ, услуг)» [27].

Специальная оценка условий труда является единым комплексом последовательно осуществляемых мероприятий по идентификации О и ВПФ производственной среды и трудового процесса и оценке уровня их воздействия на работника с учетом отклонения их фактических значений от установленных уполномоченным Правительством Российской Федерации федеральным органом исполнительной власти нормативов (гигиенических нормативов) условий труда и применения средств индивидуальной и коллективной защиты работников.

Типовой перечень ежегодно реализуемых работодателем за счет указанных средств мероприятий по улучшению условий и охраны труда и снижению уровней профессиональных рисков (далее – Перечень) устанавливается федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере труда. Перечень утвержден Приказом Минздравсоцразвития России от 01.03.2012 № 181н.

Основные мероприятия:

- а) «проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ). СОУТ позволяет оценить условия труда на рабочих местах и выявить О и ВПФ и тем самым выполнить некоторые обязанности работодателя, предусмотренные Трудовым кодексом РФ:

- 1) информировать работников об условиях и охране труда на рабочих местах, о риске повреждения здоровья, предоставляемых им гарантиях, полагающихся им компенсациях и средствах индивидуальной защиты;
 - 2) разработать и реализовать мероприятия по приведению условий труда в соответствие с государственными нормативными требованиями охраны труда;
 - 3) установить работникам компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда;
- б) обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами;
- в) организация обучения и проверки знаний по охране труда работников;
- г) проведение обязательных медицинских осмотров и психиатрических освидетельствований;
- д) устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов;
- е) приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствие с действующими нормами;
- ж) устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений;

- з) обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ;
- и) приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда;
- к) обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов;
- л) оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи;
- м) организация и проведение производственного контроля;
- н) издание (тиражирование) инструкций по охране труда» [26].

Мероприятия по снижению профессиональных рисков представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Мероприятия по снижению профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
«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)» [27].

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
«Острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях деталей, узлов, агрегатов	Выполнение на регулярной основе планово-предупредительного обслуживания. Эксплуатация технологического оборудования в строгом соответствии с инструкцией. Санитарно-гигиенические мероприятия: – обеспечение работника СИЗ, смывающими и обеззараживающими средствами; – предохранительные устройства для предупреждения перегрузки оборудования – знаки безопасности, цвета, разметка по ГОСТ 12.4.026-2015 – обеспечение дистанционного управления оборудованием» [27].	Спецодежда, соответствующая выполняемой работе (спецобувь, спецодежда, средства защиты органов дыхания, зрения, слуха)
«Повышенный уровень шума	Применение звукоизоляции, звукопоглощения, демпфирования и глушителей шума (активных, резонансных, комбинированных); – группировка шумных помещений в одной зоне здания и отделение их коридорами; – введение регламентированных дополнительных перерывов; – проведение обязательных предварительных и периодических медосмотров	Защитные противошумные наушники, беруши противошумные» [27].
«Возможность поражения электрическим током	Оформление допуска по электробезопасности, проведение инструктажа по работе с электрическими установками, применение заземляющего устройства	Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей» [25].
«Отсутствие или недостаток естественного света	Устройство дополнительных световых проемов в стенах, фонарей на крыше здания»[26].	–

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
«Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	Оздоровительно-профилактические мероприятия: – медицинские осмотры (предварительный (при поступлении на работу) и периодические (в течение трудовой деятельности) и других медицинских осмотров согласно ст. 212 ТК РФ; – правильное оборудование рабочих мест, обеспечение технологической и организационной оснащенности средствами комплексной и малой механизации; – используемые в работе оборудование и предметы должны быть удобно и рационально расположены на столе» [26].	–
«Монотонность труда, вызывающая монотонию	– расширение круга обязанностей; – усложнение работы или обогащение такими функциями и обязанностями, которые способны сыграть роль стимулов для того или иного сотрудника; – руководитель должен установить режим и график работы сотрудников. Принципы и методология определения количества и продолжительности перерывов на отдых, независимо от регламентированного периода работы, являются едиными. С сокращением рабочего дня (с 6-7-часовой сменой) потребность в отдыхе может возрасти,	–

Продолжение таблицы 17

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
	– поскольку, как правило, увеличивается интенсивность труда; обратить внимание на социальные и физические условия труда: уровень шума в помещении, цветовая гамма помещения, освещение. Правильное оформление помещений требует логического соответствия формы и цвета	

7.4 Пожарная безопасность

К пожарной безопасности зданий и сооружений следует относиться со всей ответственностью, при этом требования по пожарной безопасности регулируются сводом правил (СНиП). Свод правил по пожарной безопасности (СНиП) – нормативные документы, в соответствии с которыми производится проектирование противопожарной защиты зданий и сооружений. СНиП о пожарной безопасности представляют собой документ, в котором прописаны правила, которым нужно следовать, начиная от проектирования и заканчивая периодом эксплуатации. Те или иные здания (сооружения) принято классифицировать по двум категориям – конструктивной и функциональной пожарной опасности. Кроме того, все здания категоризируют по огнестойкости. Степень огнестойкости сооружений находится в прямой зависимости от огнестойкости конструкций несущего типа (стен, перекрытий).

Любое здание в зависимости от степени огнестойкости должно быть оборудовано:

- подъездными путями для пожарной техники;

- наружными пожарными лестницами;
- системой противодымной защиты;
- противопожарным водопроводом;
- средствами, облегчающими выходы на чердак.

При организации противопожарной безопасности нужно уделять особое внимание системам и средствам предотвращения распространения пожара по всей площади помещений. Существуют определенные требования к использованию тех или иных материалов для облицовки различных поверхностей. Кроме того, в любом здании (сооружении) должна быть размещена сигнализация, а также первичные средства пожаротушения и противопожарные преграды.

Противопожарная безопасность в здании должна быть организована таким образом, чтобы в случае обнаружения возгорания люди могли максимально быстро покинуть помещение. Эвакуационные пути должны быть предохранены от опасных факторов пожара, это возможно благодаря внедрению комплекса конструктивных, технических и инженерных решений. Организация пожарной безопасности в любом здании – обязательная и необходимая мера, к этому процессу следует подойти со всей ответственностью, без экономии средств на обустройство систем противопожарной защиты и средств пожаротушения.

Каждый руководитель объекта должен осуществлять необходимый комплекс мер по предотвращению пожаров на объекте на постоянной основе

Перечень мероприятий по пожарной безопасности при технологическом процессе ТО-1 вездехода представлен в таблице 18.

Таблица 18 – Перечень мероприятий, направленных на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе ТО-1 вездехода

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
«Наличие сертификата соответствия	Все приобретаемое оборудование должно в

Продолжение таблицы 18

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
продукции требованиям пожарной безопасности	обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия» [27].
«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» [28].
«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» [27].
«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» [29].
«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, средств пожаротушения	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия» [27].
«Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	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» [27].

7.5 Экологическая безопасность технологического процесса ТО-1 вездехода

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса ТО-1 вездехода представлена в таблице 19.

Таблица 19 – Идентификация экологических факторов технологического процесса сборки ТО-1 вездехода

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
«Технологический процесс ТО-1 вездехода»	Мелкодисперсная пыль в воздушной среде, испарения смазочно-охлаждающей жидкости с поверхности новых деталей	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы (коммунальный мусор), металлический лом, стружка» [29].

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса технического обслуживания, модернизированного вездехода представлена в таблице 20.

Таблица 20 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса ТО-1 вездехода

Перечень мероприятий, направленных на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса ТО-1 вездехода на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
Применение фильтрующих элементов в вытяжных устройствах и своевременная их замена	Экологический контроль за утилизацией и захоронением сточных вод, осадков, выбросов вредных веществ	Спецодежда, пришедшая в негодность, применяется как вторичное сырье при производстве ветоши. Металлический лом, стружка отправляется на переплавку. Твердые бытовые / коммунальные отходы сортируются и перерабатываются / сжигаются

Заключение по разделу:

В ходе выполнения раздела «Производственная и экологическая

безопасность проекта» был:

- разработан паспорт безопасности на технологический процесс ТО-1 вездехода (таблица 15);
- выявлены профессиональные риски при технологическом процессе ТО-1 вездехода (таблица 16)
- определены пути снижения профессиональных рисков (таблица 17);
- рассмотрены мероприятия по обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе ТО-1 вездехода (таблицы 18, 19);
- определены мероприятия, способствующие снижению негативного антропогенного воздействия технологического процесса ТО-1 вездехода (таблица 20).

8 Экономическая эффективность проекта

8.1 Экономическое обоснование расчета

«Разработка и создание машин на шинах низкого давления на базе УАЗ-3962 обуславливается следующими факторами:

- вездеходы на пневматиках низкого давления могут широко использоваться как технологическая база для различных машин, большой дорожный просвет и низкое удельное давление на грунт обеспечивают им высокую проходимость;
- рациональная компоновка и лучшее использование тяговых и скоростных качеств вездеходов позволяет эффективно использовать их на различных работах;
- высокая степень унификации вездеходов на пневматиках низкого давления с базовыми автомобилями и тракторами позволяет организовать их производство без значительных капитальных затрат.

Расчет сводится к сравнению экономических показателей передвижной машины технического обслуживания и ремонта на базе УАЗ-3962 с существующей моделью на базе автомобиля Газель «Кержак». Вездеход на пневматиках низкого давления может использоваться для проведения ТО и ремонта лесозаготовительной техники, вывоза лесозаготовительной бригады на делянки, а также как резервная электростанция для мастерских участков» [31].

8.2 Определение затрат на переоборудование автомобиля в вездеход на шинах низкого давления

Исходные данные для расчета приведены в таблице 15 [23].

Таблица 15 – Данные для расчета затрат на переоборудование автомобиля

Наименование показателя	Стоимость, руб.
Стоимости:	
– базового автомобиля УАЗ (подержанного)	250000
– заднего моста УАЗ-3962	19000
– двигателя ЗМЗ-402.10	56000
– передний мост	23000
– колеса	12000
– электрическая проводка	5000
Общая стоимость снятых с автомобиля запасных частей	119000
Стоимости:	
– переднего моста бортовым редуктором	27000
– заднего моста с бортовым редуктором, р.	21000
– двигателя ЗМЗ-5143.10	150000
– колёс «Арктиктранс»,	51600
– электропроводки	5000
– подрамника	4000
Общая стоимость устанавливаемых запасных частей	258600
Стоимость одного нормо-часа на сборочно-разборочных и регулировочных работах	400
Стоимость оборудования для ТО и ремонта:	
– дрель ударная;	3000
– станок заточной;	3500
– генераторная установка;	25000
– сварочный аппарат;	15000
– шуруповерт	2000

«Метод ценообразования, применяемый при определении цены запасных частей, принимаем по аналогии с существующими конструкциями» [23].

Затраты времени на разборочно-сборочные работы при переоборудовании автомобиля в вездеход на шинах низкого давления приведены в таблице 16.

«Затраты на переоборудование определяются по выражению:

$$C_{пер} = C_{дем.} + C_{мон.}, \quad (108)$$

где $C_{дем.}$ – затраты на демонтажные работы, р.;

$C_{мон.}$ – затраты на монтажные работы, р» [29].

Таблица 16 – Затраты времени на разборочно-сборочные работы

Наименование показателя	Значение
«Снятие, ч.:	
– заднего моста	2,5
– переднего моста	2,5
– двигателя	6,5
– электропроводки	1,5
Установка, ч.:	
– подрамника, ч	5
– заднего моста	3
– переднего моста	3
– двигателя	7
– электропроводки	3
Сварочные и крепежные работы на кузове вездехода при установке колёс, ч	16
Установка колёс, ч	1
Регулировочные работы, ч	5
Установка оборудования для ТО и ремонта, ч	4» [14].

«Затраты на демонтажные работы определяются по выражению:

$$C_{дем.} = T_{дем.} \cdot S_H \cdot K_{p.c.} \cdot KO_{CH}, \quad (109)$$

где $T_{дем.}$ – время на демонтажные работы, 13 ч ;

S_H – стоимость одного нормо-часа, принимаем 400 р. [23];

$K_{p.c.}$ – коэффициент, учитывающий районную и северную надбавку, 1,7;

KO_{CH} – отчисления на социальные нужды включают в себя единый социальный налог в размере 26 % от фонда оплаты труда и страхового тарифа 2,2%, принимаем 1,282» [23].

$$C_{дем.} = 13 \cdot 400 \cdot 1,7 \cdot 1,282 = 11332,9 \text{ р.}$$

Затраты на монтажные работы и установку оборудования для ТО и ремонта определяются по выражению:

$$C_{\text{мон.}} = T_{\text{мон.}} \cdot S_{\text{н}} \cdot K_{\text{р.с.}} \cdot KO_{\text{сн}}, \quad (110)$$

где $T_{\text{мон.}}$ – общее время на монтажные работы, 47 ч;

$$C_{\text{мон.}} = 47 \cdot 400 \cdot 1,7 \cdot 1,282 = 40972,7 \text{ р.},$$

$$C_{\text{мон.}} = 11332,9 \cdot 40972,7 = 52305,6 \text{ р.}$$

Доходы от продажи запасных частей, снятых с автомобиля, определяются по выражению:

$$D_{\text{з.ч.}} = C_{\text{з.ч.}} \cdot 0,8, \quad (111)$$

где $C_{\text{з.ч.}}$ – стоимость снятых с автомобиля запасных частей, 119000 р.;

0,8 – понижающий коэффициент.

$$D_{\text{з.ч.}} = 119000 \cdot 0,8 = 95200 \text{ р.}$$

Стоимость автомобиля после продажи запасных частей определится по выражению:

$$C_{\text{авт.}} = C_{\text{нач.}} - D_{\text{з.ч.}}, \quad (112)$$

где $C_{\text{нач.}}$ – общая стоимость автомобиля УАЗ-3962, 250000 р.;

$$C_{\text{авт.}} = 250000 - 95200 = 154800 \text{ р.}$$

Стоимость проектируемого вездехода, определится по формуле:

$$C_{\text{везд.}} = C_{\text{авт.}} + C_{\text{пер.}} + C_{\text{з.ч.}}^{\text{в}} + C_{\text{обор}}, \quad (113)$$

где $C_{\text{з.ч.}}^{\text{в}}$ – общая стоимость запасных частей, применяемых при изготовлении, 258600 р.;

$C_{обор}$ – стоимость устанавливаемого оборудования для ТО и ремонта, 48500 р.;

$$C_{везд.} = 154800 + 52305,6 + 258600 + 48500 = 514205,6 \text{ р.}$$

Общие затраты при изготовлении автомобиля определяются по выражению:

$$C_{общ.} = C_{везд.} - C_{авт.}, \quad (114)$$

$$C_{общ.} = 514205,6 - 154800 = 359405,6 \text{ р.}$$

Стоимость ремонтной мастерской «Кержак» составляет 359405,6 р. [24].

8.3 Расчет эксплуатационных затрат

Расчет затрат на эксплуатационные материалы.

«Среднегодовой пробег автомобиля рассчитывается по формуле:

$$L_{г.} = L_{с.с.} \cdot \chi_{см}, \quad (115)$$

где $L_{с.с.}$ – среднесуточный пробег автомобиля, принимаем 100 км;

$\chi_{см}$ – количество рабочих смен в году, принимаем 250 смен» [30].

$$L_{г.} = 100 \cdot 250 = 25000 \text{ км.}$$

«Годовой расход топлива автомобилем ведем в городском цикле:

$$Q_{г.} = 0,01 \cdot H_s \cdot L_{г.} \cdot (1 + 0,01 \cdot D), \quad (116)$$

где $Q_{г.}$ – нормативный расход топлива, литры;

H_s – базовая линейная норма расхода топлива на пробег автомобиля, л/100 км, $H_{s1}=25$, $H_{s2}=15$;

L_r – пробег автомобиля, км;

D – поправочный коэффициент (суммарная относительная надбавка или снижение) к норме, %.

$$D = D_1 + D_2, \quad (117)$$

где D_1 – повышение норм расхода топлива при работе в городах с населением до 500 тыс. человек – принимаем 10%;

D_2 – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительную потребность в топливе при эксплуатации в зимний период, %, рассчитывается по формуле.

$$D_2 = H_{3y} \cdot \frac{N_{3m}}{12}, \quad (118)$$

где H_{3y} – надбавка к нормам в зимний период, для северного региона принимаем 15%;

N_{3m} – продолжительность зимнего периода, для очень холодного климата – 6 месяцев» [30].

$$D_2 = 15 \cdot \frac{6}{12} = 7,5 \%,$$

$$D = 10 + 7,5 = 17,5\%.$$

Вездеход «Кержак»:

$$Q_{T1} = 0,01 \cdot 25 \cdot 25000 \cdot (1 + 0,01 \cdot 7,5) = 6719 \text{ л.}$$

Проектируемый вездеход:

$$Q_{T1} = 0,01 \cdot 15 \cdot 25000 \cdot (1 + 0,01 \cdot 7,5) = 4031 \text{ л.}$$

«Годовые затраты на топливо определяются по формуле:

$$З_T = Q_T \cdot C_T, \quad (119)$$

где C_T – стоимость одного литра топлива, для бензина АИ-95 – 47,29 р./л, для дизельного топлива 49,04 р./л» [31].

Годовые затраты на топливо составят:

$$З_T^K = 6719 \cdot 49,04 = 329499,8 \text{ р.},$$

$$З_T^H = 4031 \cdot 47,29 = 190626,0 \text{ р.}$$

«Годовые затраты на моторное масло определяются по формуле:

$$З_{MM} = \frac{L_T}{100} \cdot H_M \cdot C_{MM}, \quad (120)$$

где H_M – норма расхода моторного масла на угар и замена один раз на 10000 км, л/100км, (расход на угар – 0,5 %);

C_{MM} – стоимость одного литра моторного масла, для моторного масла 10W-40 – 210 р./л, для 10W-40 CF – 318 р./л.» [30].

Для вездеходов нормы расхода равны:

$$H_M^K = 0,086 + 0,037 = 0,123.$$

$$H_M^H = 0,1 + 0,042 = 0,142.$$

Для вездеходов годовые затраты на моторное масло составят:

$$З_{MM}^K = \frac{25000}{100} \cdot 0,123 \cdot 210 = 6457,5 \text{ р.},$$

$$З_{MM}^П = \frac{25000}{100} \cdot 0,142 \cdot 318 = 11289,0 \text{ р.}$$

Затраты на масло для гидросистемы определяется по формуле:

$$З_{MTC} = \frac{Q_T}{100} \cdot H_{MTC} \cdot C_{MTT}, \quad (121)$$

где « H_{MTC} – норматив расхода трансмиссионного масла, л/100л топлива, для вездехода «Кержак» – 0,12, для прототипа – 0,1 (Прототип);

C_{MTT} – стоимость 1 литра трансмиссионного масла, 375 р.» [27].

$$З_{MM}^K = \frac{6719}{100} \cdot 0,12 \cdot 375 = 3023,6 \text{ р.},$$

$$З_{MM}^П = \frac{4031}{100} \cdot 0,1 \cdot 375 = 1511,6 \text{ р.}$$

«Затраты на трансмиссионное масло в год определяется по формуле:

$$З_{MTP} = \frac{Q_T}{100} \cdot H_{MTP} \cdot C_{MTT}, \quad (122)$$

где H_{MTP} – норматив расхода трансмиссионного масла, л/100л топлива, для вездехода «Кержак» – 0,4, для прототипа – 0,38;

C_{MTT} – стоимость одного литра трансмиссионного масла, 375 р.» [31].

$$З_{MTP}^K = \frac{6719}{100} \cdot 0,4 \cdot 375 = 10078,5 \text{ р.},$$

$$З_{MM}^{\Pi} = \frac{4031}{100} \cdot 0,38 \cdot 375 = 5744,2 \text{ р.}$$

Затраты на пластичную смазку:

$$З_{МТР} = \frac{Q_T}{100} \cdot H_{МПЛ} \cdot C_{МПП}, \quad (123)$$

где $H_{МПЛ}$ – норматив расхода пластичной смазки, кг/100л топлива, для вездехода «Кержак» – 0,35; для прототипа – 0,35 [17];

$C_{МПП}$ – стоимость пластичной смазки, 281 р./кг.

$$З_{МТР}^K = \frac{6719}{100} \cdot 0,35 \cdot 281 = 6608,1 \text{ р.},$$

$$З_{МТР}^{\Pi} = \frac{4031}{100} \cdot 0,35 \cdot 281 = 3964,5 \text{ р.}$$

Суммарные годовые затраты на эксплуатационные материалы определяется по формуле:

$$З_{ЭМ} = З_T + З_{MM} + З_{МГС} + З_{МТР} + З_{МПЛ}, \quad (124)$$

Подставляем ранее вычисленные значения и получаем:

$$З_{ЭМ}^K = 329499,8 + 6457,5 + 3023,6 + 10078,5 + 6608,1 = 455667,5 \text{ р.},$$

$$З_{ЭМ}^{\Pi} = 190626,0 + 11289,0 + 1511,6 + 5744,2 + 3964,5 = 213135,3 \text{ р.}$$

Амортизационные отчисления определяются по формуле:

$$A = \frac{C_o \cdot H_a}{100}, \quad (125)$$

где H_a – норма амортизационных отчислений, в соответствии с налоговым кодексом РФ, нормы начисляются линейным способом.

C_o – стоимость вездехода «Кержак» 1048500 р., стоимость проектируемого автомобиля – 514205,6 р.

$$H_a = \frac{100}{n}, \quad (126)$$

где n – срок эксплуатации, принимаем норму амортизационных отчислений при сроке эксплуатации 7 лет.

$$H_a = \frac{100}{7} = 14,2 \, \%.$$

Проводим расчёт амортизационных отчислений:

$$A^K = \frac{1048500 \cdot 14,2}{100} = 148887 \text{ р.},$$
$$A^П = \frac{514205,6 \cdot 14,2}{100} = 73017,2 \text{ р.}$$

Сумма отчислений на текущий ремонт и техническое обслуживание определяется по формуле:

$$O_{TOuP} = 0,07 \cdot C_o, \quad (127)$$
$$O_{TOuP}^K = 0,07 \cdot 1048500 = 73395 \text{ р.},$$
$$O_{TOuP}^П = 0,07 \cdot 514205,6 = 35994,4 \text{ р.}$$

Себестоимость содержания автомобиля определяется по формуле:

$$C = Z_{ЭМ} + A + O_{TOuP} + Z_{ПР}, \quad (128)$$

где $З_{\text{пр}}$ – прочие затраты, определяется по формуле (129);

$$З_{\text{пр}} = 0,05 \cdot (З_{\text{эм}} + A + O_{\text{ТОиР}}), \quad (129)$$

$$З_{\text{пр}}^K = 0,05 \cdot (135061,8 + 148887 + 73395) = 17867,2 \text{ р.},$$

$$З_{\text{пр}}^K = 0,05 \cdot (87051 + 73017,2 + 35994,4) = 9803,2 \text{ р.}$$

Определяем себестоимость содержания автомобиля:

$$C^K = 135061,8 + 148887 + 73395 + 17867,2 = 375211,2 \text{ р.},$$

$$C^H = 87051 + 81928 + 40387 + 9803,2 = 205865,8 \text{ р.}$$

Экономическая эффективность определится по формуле:

$$E = \frac{\mathcal{E}_r}{З_{\text{общ}}}, \quad (130)$$

где $\mathcal{E}_r$ – годовая экономия затрат, составляет 169345,4 р.

$$E = \frac{169345,4}{422156} = 0,4.$$

Результаты расчёта экономии затрат по содержанию снегохода приведены в таблице 17.

Таблица 17 – Экономия затрат по содержанию снегохода

Показатели	Вариант	
	Вездеход «Кержак»	Проектируемый вездеход
Стоимость автомобиля, р.	1048500	514205,6
Себестоимость содержания вездехода, р.:	695811,7	331950,1
– амортизационные отчисления	148887	73017,2
– затраты на эксплуатационные материалы	455667,5	213135,3
– отчисления на ТО и ремонт	73395,0	35994,4
– прочие затраты	17862,2	9803,2
Годовая экономия затрат по вездеходу, р.	–	169345,4

Срок окупаемости вычисляется по формуле:

$$T = \frac{C_{общ}}{\mathcal{E}_r}, \quad (131)$$

$$T = \frac{359405,6}{169345,4} = 2,1 \text{ года}.$$

Срок окупаемости проектируемого вездехода составит 25 месяцев.

Выводы по разделу.

Проведенный расчет экономической эффективности работы показал, что проект вездехода на базе автомобиля УАЗ-3962 является экономически эффективным и в дальнейшем может найти широкое применение. Это связано в первую очередь со стоимостью самого вездехода. Проектируемый вездеход на 534294,4 р. дешевле вездехода «Кержак» при прочих равных эксплуатационных возможностях. Во вторую очередь снижением затрат на эксплуатационные материалы. Годовая экономия эксплуатационных материалов составила 242532,2 р. Экономия затрат на ТО и ремонт по сравнению с вездеходом «Кержак» 37400,6 р. в год. Разница в амортизационных отчислениях составила 75869,8 р.

Заключение

В данном дипломном проекте на тему: «Модернизация трансмиссии вездехода на шинах сверхнизкого давления на базе УАЗ» была обоснована тема дипломного проекта, поставлены цель и задачи.

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- проведен обзор конструкций вездеходов;
- выполнено обоснование и выбор типа двигателя, а также расчет внешней скоростной характеристики двигателя;
- выполнено обоснование основных параметров автомобиля, определены весовые параметры автомобиля, выбраны шины, а также рассчитаны передаточные числа главной передачи, коробки передач, раздаточной коробки;
- выполнен тягово-динамический расчёт проектируемого автомобиля;
- выполнена конструкторская разработка вездехода на шинах сверхнизкого давления, а именно расчеты цилиндрической передачи, валов колёсного редуктора, подбор подшипников колёсного редуктора;
- рассмотрено техническое обслуживание трансмиссии;
- рассмотрена безопасность и экологичность проекта;
- определена экономическая эффективность проекта вездехода на базе автомобиля УАЗ.

Проект вездехода на базе автомобиля УАЗ-3962 является экономически эффективным и в дальнейшем может найти широкое применение. Проектируемый вездеход на 534294,4 р. дешевле вездехода «Кержак» при прочих равных эксплуатационных возможностях. Срок окупаемости по проекту равен 25 месяцев.

Всё это говорит о целесообразности разработки данной конструкции.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Автомобили УАЗ-3741;3962;3909;2206;3303 и их модификации: Руководство по эксплуатации. Издание четвёртое. – Ульяновск, 2000. – 227 с.
2. Анисимов Г. М. Лесные тяговые машины: Методические указания по курсовому проектированию / Г. М. Анисимов. – М.: Лесотехническая академия им. Кирова, 1988. – 38 с.
3. Бачин О. И. Лесные машины. Кинематические схемы трансмиссий автотранспортных средств лесного комплекса : Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / О. И. Бачин. – Архангельск : Изд-во АГТУ, 2003. - 65 с.
4. Бойков А. В. Конструирование и расчет элементов трансмиссий транспортных машин: Учебное пособие / А. В. Бойков. – СПб. : Издательство СПб ГТУ, 2002. – 144 с.
5. Вахламов В.К. Автомобили конструкция и элементы расчета. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. - 480 с.
6. 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.
7. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили: Учебник для вузов / А. М. Гуревич. - М. : Колос, 1983. – 336 с.
8. Дуров А. В. Тяговые машины. Тяговые качества лесотранспортных машин: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / А. В. Дуров. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1984. – 40 с.
9. Зимелев Г.В. Теория автомобилей. – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1957 - 455 с.

10. Казакевич, П. Н. Организация и планирование технического обслуживания и ремонта лесозаготовительных машин. Определение затрат на её содержание / П. Н. Казакевич. – Архангельск : РИО АЛТИ, 1990. – 45 с.
11. Маевская Е. Б. Экономика организации : учебник / Е. Б. Маевская. - Москва : ИНФРА-М , 2017. - 351 с.
12. Марченко, П. Ф. Теория и конструкция лесных колесных и гусеничных / П. Ф. Марченко. – Архангельск: РИО АЛТИ, 1990. – 37 с .
13. Мясищев Д. Г. Лесотранспортные машины: Методические указания к выполнению курсовой работы / Д. Г. Мясищев. – Архангельск: РИО АГТУ, 1994. – 32 с.
14. Обливин В. Н. Безопасность жизнедеятельности в лесопромышленном производстве и лесном хозяйстве: Учебник / В. Н. Обливин. – М.: МГУЛ, 2002. – 496 с.
15. Перевязкин, Ю. Д. Расчет закрытых зубчатых и червячных передач: Методические указания к курсовому проектированию / Ю. Д. Перевязкин. - Архангельск: РИО АГТУ, 1995. – 32 с.
16. Полетайкин В.Ф. Проектирование лесопромышленного оборудования. Учебное пособие. – Красноярск: Издательство Краснояр. ун-та, 1988-176с.
17. Прокофьев Г. Ф. Валы и оси. Муфты. Шпоночные и шлицевые соединения : Учебное пособие / Г. Ф. Прокофьев. – Архангельск : Изд-во Арх. гос. техн. ун-та, 2003. - 104 с.
18. Прокофьев Г. Ф. Конструирование приводов технологических машин : Учебное пособие / Г. Ф. Прокофьев. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2007. – 506 с.
19. Прокофьев Г. Ф. Основы конструирования: учебное пособие / Г. Ф. Прокофьев. - Архангельск: Изд-во АГТУ, 2006. – 187 с.
20. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту автомобилей УАЗ. - М.: Издательский Дом Третий Рим, 2004. – 144 с., табл., ил.

21. Сердечный, В. Н. Нормы расхода топлива – смазочных материалов в лесной промышленности: Справочник / В. Н. Сердечный. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 432 с.
22. Смирнов Н. Н. Проектирование и расчет специальных лесных машин: Методические указания к выполнению контрольных работ / Н. Н. Смирнов. - Архангельск : Изд-во АЛТИ, 1986. – 36 с.
23. Смирнова, И. В. Планирование ремонтного обслуживания лесозаготовительной техники и затрат на её содержание / И. В. Смирнова. – Архангельск: РИО АГТУ, 1996. – 33 с.
24. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С. А. Чернавский. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
25. Чумаков, Л. Л. Раздел выпускной квалификационной работы «Экономическая эффективность проекта». Уч.-методическое пособие / Л. Л. Чумаков. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. – 37 с.
26. Эрдеди А.А. Детали машин: учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Академия, 2012. - 106 с.
27. David A. Hensher, Kenneth J. Button / Handbook of transport modeling. - [2. impr.]. - Amsterdam [etc.] : Pergamon, 2002 [1] с. - 165 p.
28. 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.
29. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
30. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.
31. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englcwood Cliffs, 1975.

Приложение А

Основные характеристики вездеходов

Таблица А.1 – Основные характеристики вездеходов

Параметры	ТРЭКОЛ-39041	Лопасня	ТРЭКОЛ-3929	МАРШ	Кержак
«Колесная формула вездехода	4×4	6×4	6×6	4×4	4×4
Снаряженная масса, кг	1750	980	2100	1700	2650
Грузоподъемность на плотных грунтах, кг	400	450	800	500	1000
Габаритная длина/ширина/высота, мм	4380/2540/2460	4760/2620/1950	5530/2610/2700	2780/2430/2685	5800/2830/3000
Колея, мм	1900	2150	1950	2000	2130
Дорожный просвет, мм	500	430	470	500	700
Двигатель	ЗМЗ-4021.10	ВАЗ-21081	ВАЗ-21083	ВАЗ-2111	ЗМЗ-406
Мощность двигателя, кВт при об / мин	66,2 (при 4500)	54 (при 4000)	51,7 (при 5600)	–	98 (при 4200)
Топливо	бензин А-76	бензин А-92	бензин А-92	бензин А-92	бензин А-92
Контрольный расход топлива при скорости 50 км/ч, л/100 км	15	7,1	13	14	25» [2-5].
Емкость топливного бака, л	60	45	90	45+65	65+65
Коробка передач	механическая, 4-ступенчатая	механическая, 5-ступенчатая	механическая, 5-ступенчатая	механическая, 5-ступенчатая	механическая, 5-ступенчатая
Раздаточная коробка	есть	есть	есть	есть	есть
Рулевое управление	гидроусилитель	–	гидроусилитель	–	гидроусилитель
Кузов	УАЗ-31514	дюралевый, 2-двер	дюралевый, 2-дверный утепленный	ВАЗ-2121	Газель
Количество отопителей	1	1	2	1	2
Шины	1300×600-533,	1150×370-508	1300×600-533	1300х600х533	1300×700
Диапазон давлений в шине, кг/см ²	0,1...0,5	0,01-0,015	0,08...0,5	0,1-0,4	0,05-0,3
Максимальная скорость, км/ч	70	93	90	90	50

Приложение Б
Спецификации

Пер. примеч.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					Документация		
Справ. №	A1			21.ДП.ПЭА.14.8.61.00.000.В0	Чертеж общего вида	3	
					Сборочные единицы		
		1		21.ДП.ПЭА.14.8.61.01.000	Кузов	1	
		2		21.ДП.ПЭА.14.8.61.02.000	Бампер задний	1	
		3		21.ДП.ПЭА.14.8.61.03.000	Бампер передний	1	
		4		21.ДП.ПЭА.14.8.61.04.000	Фары головные	2	
		5		21.ДП.ПЭА.14.8.61.05.000	Баковые крылья	1	
	A1	6		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.000	Мост ведущий	1	
	A1	7		21.ДП.ПЭА.14.8.61.07.000	Бортовая передача	4	
		8		21.ДП.ПЭА.14.8.61.08.000	Колесо	4	
Подп. и дата		8		21.ДП.ПЭА.14.8.61.09.000	Крыло левое	1	
		9		21.ДП.ПЭА.14.8.61.10.000	Правое зеркало заднего вида (увеличенное)	1	
		10		21.ДП.ПЭА.14.8.61.11.000	Левое зеркало заднего вида (увеличенное)	1	
Инд. № докл.		11		21.ДП.ПЭА.14.8.61.12.000	Фара-искатель	1	
		12		21.ДП.ПЭА.14.8.61.13.000	Мост ведущий задний	1	
Взам. инд. №							
Подп. и дата							
Инд. № подл.					21.ДП.ПЭА.14.8.61.00.000		
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Котов					
	Пров.	Черепанов					
	Н.контр.	Черепанов					
	Утв.	Бабрайский					
						Вездеход вид с боку	
						Лит.	Лист
							Листов
							1
						ТГУ, ИМ, г.р. АТс-1601б	

Капировал

Формат А4

Рисунок Б.1 – Спецификация на конструкцию вездехода

Продолжение Приложения Б

	Формат Зача	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
Перв. примен.				Документация		
	A1		21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.000.СБ	Сборочный чертеж	1	
Справ. №				Сборочные единицы		
		1	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.01	Картер заднего моста	1	
		2	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.02	Корпус дифференциала	1	
		3	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.03	Сопун	1	
				Детали		
Подп. и дата		4	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.004	Фланец ведущей шестерни	1	
		5	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.005	Шайба	1	
		6	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.006	Пыльник	1	
		7	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.007	Кольцо	1	
		8	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.008	Кольцо распорное	1	
		9	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.009	Шестерня ведущая	1	
		10	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.010	Ось сателлитов	1	
		11	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.011	Сателлит	4	
		12	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.012	Полуось	2	
		13	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.013	Полусеверная шестерня	2	
		14	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.014	Шестерня ведомая	1	
		15	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.015	Пробка	1	
				Стандартные изделия		
		16		Болт М10х35 ГОСТ 7801-81	10	
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	21.ДП.ПЗА.14.8.61.06.000 Главная передача с дифференциалом повышенного трения ТГУ, ИМ, гр. АТС-16018
	Разраб.	Котов				
	Пров.	Черепанов				
	Н.контр.	Черепанов				
Инв. № подл.	Утв.	Бабровский				Лит. Лист Листов 1 2 Формат А4

Рисунок Б.2 – Спецификация на главную передачу с дифференциалом повышенного трения

Продолжение Приложения Б

[illegible]

Рисунок Б.3 – Спецификация на главную передачу с дифференциалом
повышенного трения

Продолжение Приложения Б

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					Документация		
	A1			21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.000.СБ	Сборочный чертеж		
					Детали		
		1		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.001	Полуось правая	1	
		2		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.002	Картер	1	
		3		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.003	Маслоотражатель	1	
	A3	4		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.004	Шестерня ведущая	1	
	A3	5		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.005	Шестерня ведомая	1	
		6		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.006	Барабан тормозной	1	
		7		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.007	Маслоотражатель	1	
	A3	8		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.008	Ступица	1	
		9		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.009	Шайба замочная	1	
		10		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.010	Цапфа	1	
		11		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.011	Фланец ведущий	1	
		12		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.012	Гайка упорная	1	
		13		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.013	Втулка	1	
	Подп. и дата	A3	14		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.014	Вал ведомый	1
		15		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.015	Прокладка паронитовая	2	
		16		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.016	Прокладка	1	
		17		21.ДП.ПЭА.14.8.61.06.017	Пробка	1	
					Стандартные изделия		
		18			Болт М16 х 60 ГОСТ 7802-81	1	
		19			Болт М16 х 60 ГОСТ 7802-81	5	
Инд. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	21.ДП.ПЭА.14.8.61.07.000	
	Разработ.	Котов				Лист	Лист
	Пров.	Черепанов					Листов
	Н.контр.	Черепанов				1 2	
	Утв.	Бабуровский				ТГУ, ИМ, гр. АТС-1601б	
Бортовая передача							
Копировал						Формат А4	

Рисунок Б.4 – Спецификация на бортовую передачу

Продолжение Приложения Б

[illegible]

Рисунок Б.5 – Спецификация на бортовую передачу