

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
транспортной техники
доктор технических наук
_____ Машеков С.А.
« ____ » _____ 2020г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Разработка главной передачи автомобиля грузоподъемностью 60 кН»
по специальности: 5В071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Есмұхаммед Е.Е.

Рецензент

Кандидат технических наук
_____ Есенгалиев М.Н.

Научный руководитель

Кандидат технических наук
_____ Кульгильдинов Б.М.

« ____ » _____ 2020г.

« ____ » _____ 2020г.

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СЭТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

Есмұхаммед Ермұрат Ержанұлы

Разработка главной передачи автомобиля грузоподъемностью 60 кН

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2020



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
транспортной техники

доктор технических наук

_____ Машеков С.А.

« »

2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Есмұхаммед Ермұрату Ержанұлы

Тема: Разработка главной передачи автомобиля грузоподъемностью 60 кН

Утверждена приказом Ректора Университета № 762-б от “27” января 2020г.

Срок сдачи законченной работы “27” мая 2020г.

Исходные данные к дипломной работе: Существующая конструкция главной передачи

Краткое содержание дипломной работы:

а) анализ научно-технической и патентной литературы

б) тяговый расчет автомобиля

в) расчет главной передачи

Перечень графического материала: общий вид грузового автомобиля – 1 лист формата А1, главная передача – 1 лист формата А1, сборочный чертеж – 1 лист формата А1, тяговый расчет – 1 лист формата А1, патент -1 лист формата А1, деталировка -1 лист формата А1

Рекомендуемая основная литература: *из 15 наименований*

ГРАФИК
подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Общая часть	Февраль	
Специальная часть	Март–Апрель	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу
с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общая часть	Кульгильдинов Б.М., кандидат технических наук		
Специальная труда	Кульгильдинов Б.М., кандидат технических наук		
Нормоконтролер	Козбагаров Р.А., кандидат технических наук, доцент		

Научный руководитель _____ Кульгильдинов Б.М.

Задание принял к исполнению обучающийся _____ Есмұхаммед Е.Е.

Дата " ____ " _____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Данная дипломная работа посвящена разработке главной передачи грузового автомобиля грузоподъемностью 6 тонн.

В ходе дипломной работы рассмотрены были рассмотрены компоновочные схемы и анализ технических данных автомобилей, был проведен патентный обзор и анализ различных конструкций главной передачи, произведены расчеты и проектирование главной передачи.

Данная дипломная работа содержит: страниц -50, рисунков - 15, таблиц – 21, чертежей формата А1- 5, библиография - 7 наименований.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыс жүк көтергіштігі 6 тонна жүк автомобилінің басты берілісін жасауға арналған.

Дипломдық жұмыс барысында автомобильдердің техникалық деректерін талдау және құрастыру сұлбалары қарастырылды, басты берілістің әртүрлі құрылымдарына патент шолу және талдау жүргізілді, басты берілістің есептеулері мен жобалануы жүргізілді.

Бұл дипломдық жұмыста: бет - 50, сурет - 15, кесте – 21, А1 - 5 форматты сызбалар, библиография -15 атаудан тұрады.

ANNOTATION

This diploma work is devoted to the development of the main transmission of a truck with a load capacity of 6 tons.

In the course of the thesis, the layout diagrams and analysis of technical data of cars were reviewed, a patent review and analysis of various main transmission designs were conducted, calculations and design of the main transmission were made.

This thesis contains: pages -50, drawings-15, tables – 21, drawings in A1 - 5 format, bibliography-15 titles.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	9
1 Обоснование общей концепции автомобиля	10
1.1 Обзор компоновочных схем и анализ технических данных автомобилей	10
1.2 Необходимые характеристики и эксплуатационные свойства автомобиля	11
2 Патентный обзор и анализ различных конструкций главных передач	14
3 Тяговый расчет автомобиля ЗИЛ 433360	21
3.1 Определение внешней скоростной характеристики двигателя	21
3.2 Определение передаточного числа главной передачи	24
3.3 Мощностной баланс автомобиля	26
3.4 Динамический фактор автомобиля на различных передачах	29
3.5 Ускорение автомобиля на различных передачах	32
3.6 Время и путь разгона автомобиля	35
3.7 Топливная характеристика автомобиля	38
4 Расчет главной передачи	41
4.1 Выбор основных параметров главной передачи	41
4.2 Проверочный расчет подшипников	47
4.3 Расчет основных элементов корпуса	48
4.4 Смазка главной передачи	48
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	49
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	50

ВВЕДЕНИЕ

Адаптация коробки передач к конкретному двигателю и автомобилю осуществляется с помощью главной передачи, имеющей определенное передаточное число. В этом основное предназначение главной передачи автомобиля.

Конструктивно главная передача представляет собой зубчатый редуктор, который обеспечивает увеличение крутящего момента двигателя и уменьшение частоты вращения ведущих колес автомобиля.

На переднеприводных автомобилях главная передача расположена вместе с дифференциалом в коробке передач. В автомобиле с задним приводом ведущие колеса главной передачи помещены в картер ведущего моста, где кроме нее находится и дифференциал. Положение главной передачи в автомобилях с полным приводом зависит от типа привода, поэтому может быть, как в коробке передач, так и в ведущем мосту.

В современных конструкциях механической коробки передач применяется несколько вторичных валов (два и даже три), на каждом из которых устанавливается своя ведущая шестерня главной передачи. Все ведущие шестерни имеют зацепление с одной ведомой шестерней. В таких коробках главная передача имеет несколько значений передаточных чисел. По такой же схеме устроена главная передача роботизированной коробки передач DSG.

На переднеприводных автомобилях может производиться замена главной передачи, являющаяся составной частью тюнинга трансмиссии. Это приводит к улучшению разгонной динамики автомобиля и снижению нагрузки на сцепление и коробку передач.

Коническая, гипоидная и червячная главные передачи применяются на заднеприводных автомобилях, где двигатель и коробка передач расположены параллельно движению, а крутящий момент на ведущую ось необходимо передать под прямым углом.

Из всех типов главной передачи заднеприводных автомобилей самой востребованной является гипоидная главная передача, которую отличает меньшая нагрузка на зуб и низкий уровень шума. Вместе с тем, наличие смещения в зацеплении зубчатых колес приводит к повышению трения скольжения и, соответственно, снижению КПД. Передаточное число гипоидной главной передачи составляет: для легковых автомобилей 3,5-4,5, для грузовых автомобилей 5-7.

1 Обоснование общей концепции автомобиля

1.1 Обзор компоновочных схем и анализ технических данных автомобиля

Главная передача – это механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Основные требования к главной передаче сводятся к тому, что она должна: обеспечивать оптимальные тягово – динамические и топливно – экономические характеристики автомобиля при соответствующем выборе передаточных чисел; иметь высокий КПД; обеспечивать требуемый дорожный просвет; работать плавно и бесшумно; иметь высокую жесткость корпуса, опор и валов.

Главные передачи классифицируют по числу, виду и расположению зубчатых колес. По числу зубчатых колес главные передачи подразделяются на одинарные – главные передачи с одной парой зубчатых колес и двойные – с двумя парами зубчатых колес.

Одинарные главные передачи по виду зубчатых колес подразделяются на конические – с коническими зубчатыми колесами, гипоидные – с гипоидным зацеплением зубчатых колес, цилиндрические – с цилиндрическими зубчатыми колесами, червячные – с червяком и червячным колесом.

Двойные главные передачи по расположению зубчатых колес подразделяются на центральные – двойные главные передачи, у которых обе пары зубчатых колес расположены в одном картере, и разнесенные – двойные главные передачи, у которых вторая пара зубчатых колес находится в приводе к каждому из ведущих колес.

По числу ступеней главной передачи различают одноступенчатые – главные передачи с одним передаточным числом и двухступенчатые – главные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами (высшую и низшую ступень).

Гипоидные передачи по сравнению с простыми обладают рядом преимуществ: они имеют ось ведущего колеса, расположенную ниже оси ведомого, что позволяет опустить ниже карданную передачу, понизить пол кузова легкового автомобиля. Вследствие этого снижается центр тяжести и повышается устойчивость автомобиля. Кроме того, гипоидная передача имеет утолщенную форму основания зубьев шестерен, что существенно повышает их нагрузочную способность и износостойкость.

Но это обстоятельство обуславливает применение для смазки шестерен специального масла (гипоидного), рассчитанного для работы в условиях передачи больших усилий, возникающих в контакте между зубьями шестерен.

На поворотах и на неровной дороге при движении по прямой правые и левые колеса проходят неодинаковый путь. Если в этих случаях колеса

заставить вращаться с одной скоростью, то одно из ведущих колес (описывающее меньший путь) должно частично проскальзывать относительно дороги. Чтобы качение ведущих колес происходило без проскальзывания, необходимо иметь механизм, допускающий вращение колес с разными скоростями. Такой механизм называется дифференциалом.

1.2 Необходимые характеристики и эксплуатационные свойства автомобиля аналога

Бортовой грузовик ЗИЛ-433360 (рисунок 1.1) грузоподъемностью 6 т (колесная база — 4500 мм) стал основой для выпуска многоцелевого шасси ЗИЛ-433182 и самосвального шасси ЗИЛ-494582. Возросшая до 14,5 т полная масса этих моделей стала причиной установки рядного 6-цилиндрового турбодизеля ММЗ Д-260.11Е2 (Евро-2) рабочим объемом 7,12 литров и мощностью 178 лошадек, а также механической 5-ступенчатой коробкой передач.



Рисунок 1.1 – Бортовой грузовик ЗИЛ-433360

АМО ЗИЛ в 1994 году начал устанавливать на своего "Бычка" (ЗИЛ-5301) (рисунок 1.2) дизель ММЗ Д-245.12 мощностью 109 лошадек. Для более тяжелых моделей, как МАЗ-4371, КамАЗ-4308 и тем более ЗИЛ-433360, требуется большая мощность двигателя, составляющая порядка 180 л.с., как на зарубежных аналогах. Конструкция шестицилиндрового мотора Д-260.11 Е2 и его компоновка путем продольной "стыковки" двух трехцилиндровых блоков Д-243 (этот двигатель применяется на дорожно-строительной технике), о чем свидетельствовали две отдельные крышки головок блоков цилиндров. Таким образом, рабочий объем Д-260 в полтора раза больше, чем у четырехцилиндрового Д-245 (4,75 литра), и составляет 7,12 литров. Совершенно очевидно, что такой модульный принцип создания дизелей большей мощности из двигателей меньшей мощности (да еще морально устаревших) решает проблему лишь частично.

Относительно грузоподъемности 6 тонн надо отметить, что в данном сегменте грузовики отечественных марок представлены весьма скудно. Единственным аналогом ЗИЛ-433360 можно считать лишь КамАЗ-43253 (4x2) полной массой 14 740 килограмм и грузоподъемностью в бортовом варианте

7,5 тонн. В последние годы КАМАЗ успешно расширил диапазон грузоподъемности своей продукции, преимущественно в сторону больших и особо больших значений, но и среднему классу стал уделять значительное внимание.



Рисунок 1.2 – грузовик ЗИЛ

КАМАЗ предпринимает усилия по локализации производства ряда комплектующих (для выпуска современных коробок передач создано совместное предприятия с фирмой ZF). На этом фоне грузовик ЗИЛ-433360, созданный с минимальными усилиями, можно сказать, из подручных средств, отличается лучшими удельными показателями, например, коэффициентом тары (отношение полной массы к грузоподъемности) и ценой за одну тонну номинальной грузоподъемности. Опыт продаж показывает, что ЗИЛ-433360 пользуется повышенным спросом, другое дело, что объем производства сравнительно невелик. В семейство пока включены две основные версии: бортовой грузовик 433360 и шасси 433182 под комплектацию разнообразными надстройками, например, изотермическими фургонами, мусоровозными кузовами. Разработана версия шасси 494582 под самосвальный кузов. Порадовала работа передней подвески – она сохранила традиционную мягкость и хорошую энергоемкость. В задней подвеске, правда, только в качестве опции, предусмотрен стабилизатор поперечной устойчивости, рассчитанный на осевую нагрузку 10 тонн. Предусмотрена и заказная блокировка дифференциала. Девятиступенчатая КП с автоматически управляемым демультипликатором оснащена синхронизаторами на всех передачах, кроме первой. Включение демультипликатора осуществляется пневмоприводом с управлением от рычага КП (простым покачиванием рычага в стороны).

Наиболее благоприятное впечатление произвела работа АБС. На скользкой зимней дороге даже при движении по прямой задняя часть автомобиля постоянно стремилась к заносу, но при торможении в этих же условиях автомобиль четко сохранял направление движения и позволял его

корректировку.



Рисунок 1.3 – модель «Тапир»

В перспективе дизельный двигатель нового технического уровня с использованием электронных систем управления топливopодачей, турбокомпрессором и системой нейтрализации уровня Euro 3 и Euro 4 позволит традиционной линейке грузовых моделей ЗИЛ оставаться в строю еще достаточно долго. Не исключено, что дальнейшим развитием ЗИЛа-433360 станет модель «Тапир» (рисунок 1.3), впервые показанная в 2006 году и уже сертифицирована. Обновленный 6-тонный бортовой грузовик отличается от своего предшественника более эффектным по дизайну интегральным оперением, выполненным из стеклопластика. Под капотом автомобиля находится рядный 6-цилиндровый дизельный двигатель Д-260.11Е3 (Евро-3). Силовой агрегат снабжен однодисковым сцеплением и механической 5-ступенчатой коробкой передач с задним планетарным демультипликатором. Платформа грузовика — металлическая, с откидными бортами, каркасом и тентом. Эта модель может трансформироваться в различные варианты: седельный тягач, самосвал и т. п.

Вывод: Из обоснования общей концепции автомобиля гипоидные передачи по сравнению с простыми обладают рядом преимуществ: они имеют ось ведущего колеса, расположенную ниже оси ведомого, что позволяет опустить ниже карданную передачу, понизить пол кузова легкового автомобиля. Вследствие этого снижается центр тяжести и повышается устойчивость автомобиля. Кроме того, гипоидная передача имеет утолщенную форму основания зубьев шестерен, что существенно повышает их нагрузочную способность и износостойкость.

2 Патентный обзор и анализ различных конструкций главных передач

Центральный редуктор ведущего моста транспортного средства (SU 1326476).

Изобретение относится к тяжелому машиностроению и может быть применено в ведущих мостах транспортных средств, например, сверхтяжелых самосвалов. Цель изобретения повышение долговечности за счет разгрузки стяжных элементов. Упорное устройство для осевых сил ведомой конической шестерни 5 центрального редуктора выполнено в виде конусного соединения ведомой конической шестерни, установленной с натягом на корпусе 9 дифференциала 6, а упорные торцы 10 и 11 шестерни 5 и корпуса 9 дифференциала 6 разделены щелевым пространством 12. Поверхности сопряженных деталей конусного соединения покрыты герметикой, кроме того, в щелевом пространстве установлены амортизационные прокладки 15.

На рисунке 2.1 изображен центральный редуктор ведущего моста транспортного средства, продольный разрез; на рисунке 6 – конусное соединение.

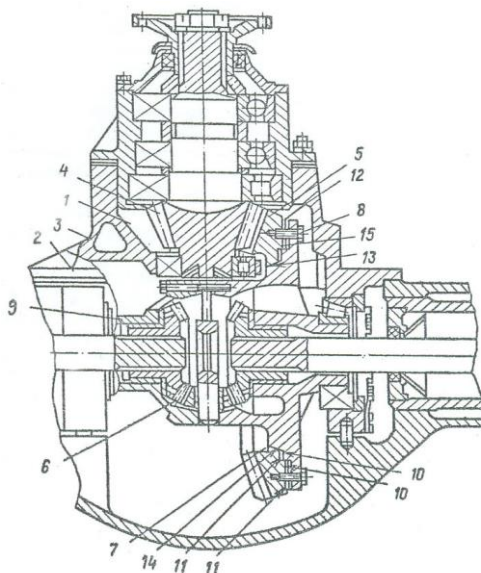


Рисунок 2.1 – Центральный редуктор ведущего моста транспортного средства

Центральный редуктор 1 ведущего моста 2 содержит картер 3, коническую пару шестерен 4 и 5, дифференциал 6, упорное устройство в виде конусного соединения 7 для осевых сил ведомой конической шестерни 5, закрепленной болтами 8 на корпусе 9 дифференциала 6, при этом ведомая коническая шестерня 5 установлена с натягом на корпусе 9 дифференциала 6, а упорные торцы 10 и 11 шестерни 5 и корпуса 9 дифференциала 6 разделены щелевым пространством 12, кроме того поверхности 13 и 14 сопряженных деталей 5 и 9 конусного соединения 7 покрыты герметикам; в щелевом

пространстве 12 установлены амортизационные прокладки 15, например поранит.

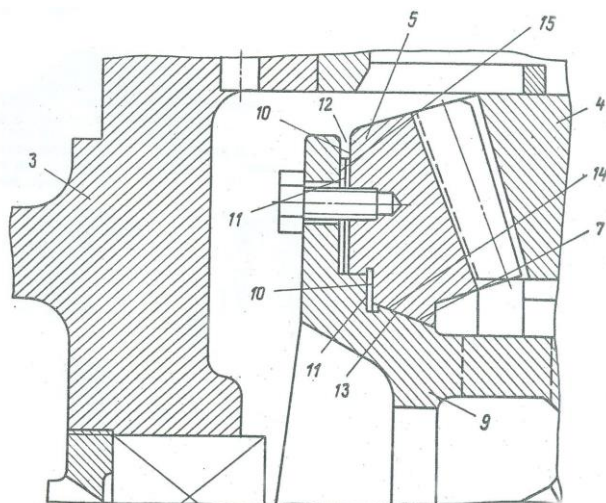


Рисунок 2.2 - Центральный редуктор ведущего моста транспортного средства

Упорное устройство выполнено в виде конусного соединения 7 на сопряженных поверхностях 13 и 14 шестерни 5 и корпуса 9. При работе осевую силу ведомой конической шестерни 5 воспринимает всей поверхностью 13 корпус 9 дифференциала 6, а на торец 10, как у прототипа, на котором сконцентрирована вся осевая сила только в зоне зацепления шестерен 4 и 5 и обминания головок заклепок, расположенных диаметрально противоположно (рисунок 2.2).

Восприятие осевой силы всей поверхностью 13 корпуса 9 исключает возможность обминания торцов головок заклепок или вытяжки резьбы с последующим разбалтыванием и срезанием, особенно в момент трогания и торможения. Конусное соединение 7 с натягом обеспечивает передачу изгибающего момента от осевой силы шестерни 5 относительно оси ведущего моста 2 полностью на поверхность 13 корпуса 9 дифференциала 6, а не на торец 10 и стяжные элементы. При этом щелевое пространство 12 обеспечивает демпфирующий эффект фланца дифференциала 6 за счет преднатяга стяжных элементов.

При невозможности обеспечения необходимой чистоты поверхности 13 и 14 сопряженных деталей 5 и 9 конусного соединения 7 покрывают герметиком, таким образом, сглаживая гребни от мехобработки, получают 80 – 90% – ное прилегание поверхностей 13 и 14, увеличив передачу крутящего момента (это кроме прямого назначения герметика скреплять), а значит, увеличив долговечность стяжных элементов.

Кроме того, установленные в щелевом пространстве 12 амортизационные прокладки 15 обеспечивают, повышение точности сборки путем уменьшения возможности перекосов оси шестерни 5 относительно оси корпуса 9 за счет амортизационного сопротивления, а значит, уменьшения амплитуды колебаний

шестерни 5 в плоскости, перпендикулярной оси ведущего моста 2, т.е. увеличив долговечность стяжных элементов, а значит, редуктора.

Главная передача автомобиля (612615).

Изобретение относится к автомобилестроению, в частности к устройству главных передач.

Наиболее близким из известных технических решений к изобретению является главная передача автомобиля, содержащая картер, в котором на двух радиально-упорных подшипниках установлен вал ведущей конической шестерни, зацепленной с ведомой конической шестерней, размещенной на шариковом радиально – упорном подшипнике, при этом внутренняя и внешняя обоймы ближайшего к ведомой шестерне радиально-упорного подшипника вала ведущей шестерни установлены так, что точка пересечения оси вала ведущей шестерни с нормальными к поверхностям контакта между телами качения и наружной обоймой смещена внутрь картера.

Регулировка известной главной передачи автомобиля представляет собой длительный и сложный процесс, трудноосуществимый при ремонтных работах.

Цель изобретения – упрощение регулировки главной передачи автомобиля.

Это достигается тем, что внешние обоймы подшипников выполнены в стенках картера, а внутренние – соответственно в теле вала ведущей шестерни и в теле ведомой шестерни, при этом ведомая шестерня расположена так, что кратчайшая линия от среднего диаметра ведомой шестерни до оси вала ведущей шестерни проходит через точку пересечения указанных нормалей с осью вала ведущей шестерни, внутренний диаметр внешней обоймы радиальноупорного подшипника вала ведущей шестерни, ближайшего к ведомой шестерне, равен расстоянию от шарика шарикового радиально – упорного подшипника ведомой шестерни до оси вала ведущей шестерни, а внешний диаметр его внутренней обоймы равен диаметру окружности выступов ведущей шестерни.

На рисунке 2.3 изображена главная передача автомобиля.

Главная передача автомобиля состоит из картера 1, в котором на радиально-упорных подшипниках 2 и 3 установлен вал 4 ведущей конусной шестерни, зацепленной с ведомой конусной шестерней 5, установленной на шариковом радиально-упорном подшипнике 6.

Кратчайшая линия от среднего диаметра шестерни 5 проходит через точку О пересечения оси вала 4 с нормальными к поверхностям контакта между телами качения и наружной обоймой подшипника 3, смещенной внутрь картера. Обоймы подшипников 2 и 3 выполнены в теле картера, в теле вала 4 и в теле шестерни 5. Внутренний диаметр внешней обоймы подшипника 3 равен расстоянию от шарика подшипника 6 до оси вала 4, а внешний диаметр внутренней обоймы подшипника 3 равен диаметру окружности выступов шестерни 5. Главная передача данной конструкции имеет высокую точность

изготовления, что позволяет исключить регулировочные средства при сборке, т. е. упростить процесс регулировки и обеспечить необходимую жесткость всего узла при высокой точности сборки.

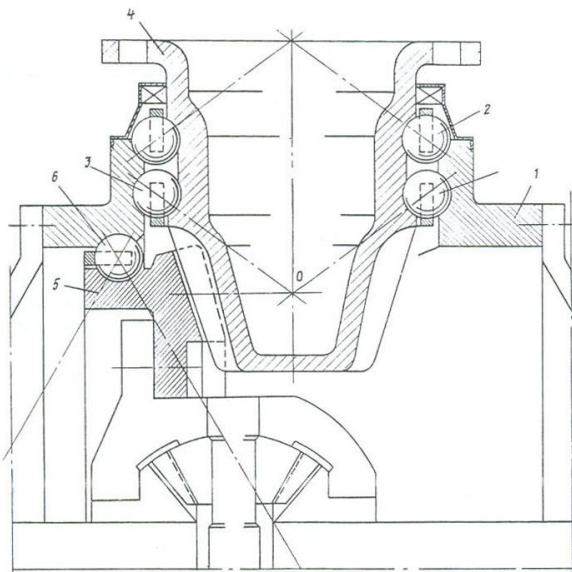


Рисунок 2.3 – Главная передача автомобиля

Двойная главная передача ведущего моста транспортного средства (SU 1123901).

Содержащая картер, вал, установленный в картере посредством первой и второй подшипниковых опор, а также закрепленные на валу между опорами ведомую коническую и ведущую цилиндрическую шестерни, причем коническая шестерня расположена со стороны первой опоры, образованной радиальным подшипником, а цилиндрическая шестерня со стороны второй опоры, выполненной из основного и вспомогательного радиально – упорных подшипников, отличающаяся тем, что, с целью повышения срока службы, между торцами ведущей цилиндрической шестерни и внутреннего кольца, основного подшипника второй опоры расположен шарнир, выполненный в виде двух установленных на валу цилиндрических втулок, контактирующих друг с другом по сферической поверхности, центр которой расположен на оси вала в точке, ее пересечения с торцевой поверхностью упомянутой цилиндрической шестерни, со стороны ведомой конической шестерни, а радиус сферической поверхности равен расстоянию до точки пересечения торцевой поверхности основного подшипника второй опоры, контактирующей с втулкой упомянутого шарнира с осью вала. Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в конструкциях ведущих мостов транспортных средств.

Недостатком известного технического решения является преждевременный выход из строя деталей задней опоры и главной передачи, обусловленный наличием перекоса торца ступицы ведущей цилиндрической шестерни.

Целью изобретения является повышение срока службы главной передачи.

Указанная цель достигается тем, что в двойной главной передаче, между торцами ведущей цилиндрической шестерни и внутреннего кольца основного подшипника второй опоры расположен шарнир, выполненный в виде двух установленных на валу цилиндрических втулок, контактирующих друг с другом по сферической поверхности, центр которой расположен на оси вала в точке ее пересечения с торцевой поверхностью упомянутой цилиндрической шестерни, с стороны ведомой конической шестерни, а радиус сферической поверхности равен расстоянию до точки пересечения торцевой поверхности основного подшипника второй опоры, контактирующей с втулкой упомянутого шарнира, с осью вала.

На рисунке 2.4 показана главная передача транспортного средства.

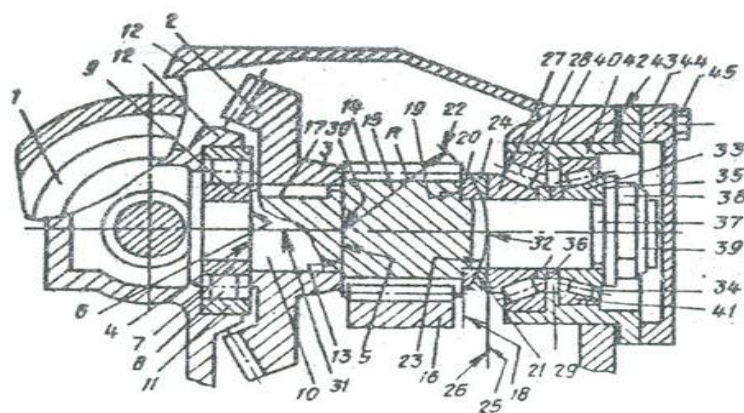


Рисунок 2.4 – Двойная главная передача ведущего моста транспортного средства

Таким образом, основная идея предлагаемого решения заключается в том, что при сопряжении торца ступицы ведущего цилиндрического колеса с торцом внутреннего кольца основного подшипника задней опоры через шарнир (с центром на оси вала ведущего цилиндрического колеса и с радиусом равным расстоянию по оси упомянутого вала от торца ступицы ведущего цилиндрического колеса со стороны передней опоры до плоскости торца внутреннего кольца основного подшипника задней опоры), осевые нагрузки на заднюю опору передаются без одностороннего искажения вносимого перекосом ступицы ведущего цилиндрического колеса.

Устранение одностороннего нагружения, не предусмотренного расчетной схемой работы главной передачи, позволяет выровнять загрузку витков резьбы регулировочной гайки, что повышает ее долговечность.

Предлагаемое решение позволяет выровнять осевую нагрузку между торцом ведущего цилиндрического колеса и регулировочной гайкой, что предотвращает проворачивание внутренних колец подшипников и устраняет износ поверхностей регулировочных шайб и опорной шайбы, не подготовленных для работы в условиях трения. Это создает условия для

поддержания стабильного натяга подшипников задней опоры, что повышает ее долговечность.

Предлагаемое решение позволяет устранить дополнительное осевое нагружение тел качения основного подшипника, что повышает его долговечность, разгрузить заднюю опору от перекашивающего влияния под нагрузкой ступицы ведущего цилиндрического колеса и повысить ее долговечность и, тем самым, повысить долговечность главной передачи в целом.

Двойная главная передача транспортной машины (463557).

Изобретение относится к трансмиссии транспортной машины.

Известна главная передача транспортной машины, состоящая из двух пар конических шестерен, ведущие из которых связаны с симметричным дифференциалом, а ведомые соединены с полуосями привода колес.

Цель изобретения – уменьшить деформации в осевом направлении ведомых конических шестерен. Для этого ведомые конические шестерни расположены соосно затылочными поверхностями друг к другу, а между этими поверхностями установлены регулируемые по длине распорные втулки.

На рисунке 2.5 изображена предлагаемая главная передача транспортной машины.

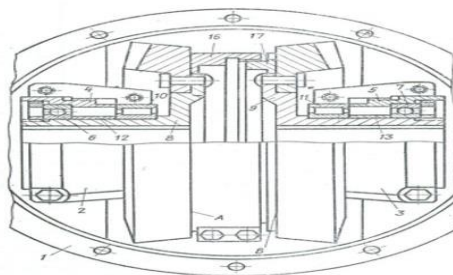


Рисунок 2.5 – Двойная главная передача транспортной машины

Предмет изобретения. Двойная главная передача транспортной машины, содержащая две пары конических шестерен, ведущие из которых связаны с симметричным дифференциалом, а ведомые соединены с полуосями привода колес, отличающаяся тем, что, с целью уменьшения деформации осевом направлении ведомых конических шестерен, они расположены соосно затылочными поверхностями друг к другу, а между этими поверхностями установлены регулируемые по длине распорные втулки.

Ведущий мост транспортного средства (998151).

Изобретение относится к транспортному машиностроению, точнее к трансмиссии транспортных средств, преимущественно колесных тракторов.

Наиболее близким к изобретению в техническом отношении является ведущий мост транспортного средства, содержащий картер, смонтированные в нем дифференциал, полуоси, главную передачу, вал ведущей шестерни, который установлен в подшипниковой опоре, а ведомое колесо жестко

закреплено на корпусе дифференциала, замкнутую систему смазки в виде ванны в поддоне картера и дисковый тормоз, установленный на ведущем валу вне картера (рисунок 2.6).

Недостатком известного устройства является то, что тормоз, устанавливаемый на ведущем валу за пределами картера, как правило, сухой. Для сухих же тормозов характерно «увядание» фрикционных характеристик, т.е. проявление так называемого эффекта «феддинг». В связи с этим их долговечность невелика и именно тормоз лимитирует в этом случае долговечность ведущего моста в целом.

Целью изобретения является повышение долговечности и надежности дискового тормоза, а также повышение устойчивости транспортного средства при торможении.

Указанная цель достигается тем, что ведущий мост транспортного средства, охарактеризованный вышеуказанной совокупностью существенных признаков, снабжен расположенными в корпусе подшипниковой опоры шестеренчатым насосом внутреннего зацепления для принудительной подачи смазки к фрикционным дискам, внутренняя шестерня которого жестко закреплена на валу 1 главной передачи, а наружное колесо свободно установлено с возможностью вращения в корпусе подшипниковой опоры.

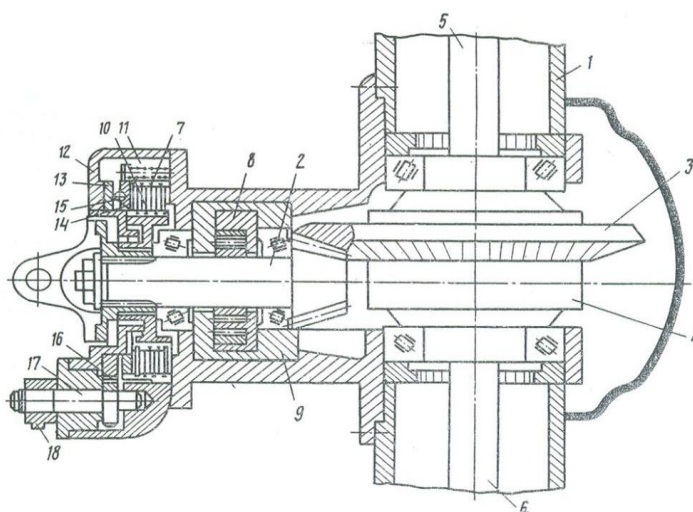


Рисунок 2.6 – Ведущий мост транспортного средства

Вывод: наиболее подходящей конструкцией будет являться – одинарная гипоидная главная передача. Она обладает рядом преимуществ: компактность, имеет минимальную массу, невысокую стоимость.

С целью увеличения долговечности данной конструкции на основании патента (SU 1326476), будет внедрено следующее улучшение: зубчатый венец будет устанавливаться с натягом на корпус дифференциала, а упорные торцы зубчатого венца и корпуса дифференциала разделены щелевым пространством, кроме того торцы будут покрываться герметиком, в щелевом пространстве установлены амортизационные прокладки из паронита.

3 Тяговый расчет автомобиля ЗИЛ 433360

Выбор исходных данных

Тип автомобиля	грузовой
Назначение и область использования	дорожный автомобиль общего назначения
Максимальная скорость, км/час	90
Грузоподъемность, кН	60
Тип двигателя	карбюраторный
Расположение двигателя	впереди кабины
Используемое топливо	бензин
Тип трансмиссии	механическая
Колесная формула	4x2

В соответствии с заданием из совокупности выпускаемых автомобилей выбираем наиболее близко подходящий автомобиль. Таким автомобилем является грузовой автомобиль ЗИЛ 433360. Пользуясь технической характеристикой выбранного автомобиля задаемся дополнительными исходными данными.

Полный вес автомобиля G_a , кН	252
Нагрузка на переднюю ось, кН	98,5
Нагрузка на заднюю ось, кН	153,5
Фактор обтекаемости $k_v F_v$, $\text{Нс}^2/\text{м}^2$	2,8
КПД трансмиссии	0,9
Минимальный удельный расход топлива g_e , г/кВт.час	207

Находим нагрузку на одно колесо, следовательно

$$G_1/2=98,5/2=19,7 \text{ кН}; G_2/2=153,5/4=38,4 \text{ кН}$$

По стандартам на шины по наибольшей нагрузке выбираем шину 11.00 R20 (300 R508).

С достаточной для практических целей точностью радиус $r_{ко}$ (радиус качения без скольжения) может быть найден по выражению

$$r_{ко} = \lambda_{ш} * r_c, \quad (3.1)$$

где $\lambda_{ш} = 0,95.. 0,97$ - коэффициент деформации, зависит от типа, размера и модели шины. Пусть $\lambda_{ш} = 0,95$. Тогда имеем

$$r_{ко} = 0,96 * (508/2 + 260) = 0,49 \text{ м.}$$

3.1 Определение внешней скоростной характеристики двигателя

Так как при максимальной скорости ускорение автомобиля равно нулю, исходя из уравнения мощностного баланса необходимая мощность двигателя

N_{ev} (кВт) для обеспечения движения с заданной скоростью v_{max} (км/час) определяется по формуле

$$N_{ev} = \frac{G \psi_v \frac{v_{max}^3}{13}}{3600}, \quad (3.2)$$

где ψ_v - коэффициент дорожного сопротивления.

Расчетный коэффициент дорожного сопротивления ψ_v для проектируемого автомобиля выбираем исходя из движения по горизонтальной дороге с цементобетонным или асфальтобетонным покрытием, при этом учитываем, что $\psi_v = f(v)$. Для данного автомобиля ψ_v можно определить по формуле

$$\psi_v = (0,015 \dots 0,020) + 6 \cdot 10^{-6} \frac{v_{max}^2}{3,6^2}, \quad (3.3)$$

Следовательно, имеем

$$\psi_v = 0,01 + 6 \cdot 10^{-6} \cdot 90^2 / 3,6^2 = 0,013$$

Подставив в формулу (3.2) значения известных величин, находим

$$N_{ev} = (252000 \cdot 0,013 + 4,2 \cdot 85 \cdot 85 / 13) \cdot 85 / (3600 \cdot 0,88) = 136 \text{ кВт}$$

Для построения внешней скоростной характеристики двигателя воспользуемся формулой

$$N_e = N_{emax} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3.4)$$

где a , b и c - коэффициенты, значения которых зависят от типа и конструкции двигателя; N_e , n_e - текущие значения мощности и числа оборотов коленчатого вала двигателя; N_{emax} , n_N - максимальная мощность и частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности.

Максимальная мощность двигателя рассчитывается по формуле (3.4) путем замены текущих значений N_e и n_e известными значениями N_{ev} и n_v , т. е.

$$N_{emax} = \frac{N_{ev}}{\left(a \frac{n_v}{n_N} + b \frac{n_v^2}{n_N^2} - c \frac{n_v^3}{n_N^3} \right)} \quad (3.5)$$

Ориентируясь на двигатель, устанавливаемый на автомобиль ЗИЛ - 433360, находим неизвестные коэффициенты, a , b и c . При этом учитываем, что данный двигатель снабжается ограничителем числа оборотов коленчатого вала, следовательно, искомые коэффициенты определяем по формулам

$$a = 1 - \frac{M_3}{100} \frac{K_\omega (2 - K_\omega)}{(K_\omega - 1)^2}; \quad (3.6)$$

$$b = 2 \frac{M_3}{100} \frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)^2} \quad (3.7)$$

$$c = \frac{M_3}{100} \left(\frac{K_\omega}{K_\omega - 1} \right)^2, \quad (3.8)$$

здесь M_3 - запас крутящего момента, %; K_ω - коэффициент приспособляемости по частоте. Пределы изменения M_3 и K_ω для карбюраторных двигателей следующие: $M_3 = (M_{\max}/M_n - 1) \cdot 100\% = 9\%$; $K_\omega = 1.57$. Тогда

$$a = 1 - (9 \cdot 1.57 \cdot (2 - 1.57)) / (100 \cdot 0.57^2) = 0.839$$

$$b = 2 \cdot 9 \cdot 1.57 / (100 \cdot 0.57) = 0.847$$

$$c = 0.686$$

Правильность найденных коэффициентов проверяем по уравнению

$$a + b - c = 1. \quad (3.9)$$

Действительно,

$$0.839 + 0.847 - 0.686 = 1$$

У автомобилей, снабженных двигателями с ограничителем частоты вращения, отношение $(n_v/n_N) = 1$, тогда имеем $N_{e \max} = N_{ev}$. Для построения внешней скоростной характеристики двигателя необходимо выбрать частоту n_N . Для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей частота n_N находится в пределах (3000.. 4600) об/мин. Пусть $n_N = 2100$ об/мин. При работе двигателя, установленного на автомобиле, часть мощности двигателя расходуется на привод дополнительных механизмов, поэтому вводится коэффициент k_c , зависящей от типа двигателя и автотранспортного средства. Обычно в технических характеристиках двигателей приводятся стендовые значения мощности N_c , которые связаны с соответствующими значениями мощности N_e следующей зависимостью

$$N_e = k_c N_c. \quad (3.10)$$

Откуда

$$N_c = \frac{N_e}{k_c}.$$

В расчетах можно принимать $k_c = 0.83.. 0.85$. Пусть $k_c = 0.85$.

Крутящий момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e} \text{ Нм}. \quad (3.11)$$

Здесь N_e в кВт, а n_e в об/мин.

Задаваясь различными значениями чисел оборотов коленчатого вала двигателя, по формуле (3.4) находим соответствующие значения мощности и крутящего момента.

Для карбюраторного двигателя минимальные устойчивые обороты коленчатого вала двигателя составляют (800... 1000) об/мин. Пусть для данного двигателя $n_{emin} = 800$ об/мин. Тогда имеем

Для остальных значений n_e расчетные значения исходных величин сводим в таблицу (см. таблицу 1). Внешняя скоростная характеристика двигателя показана на рисунке 3.1.

Таблица 1 — Значения расчетных параметров двигателя

n_e , об/мин	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
N_e , кВт	37,9	53,9	68,2	81,8	94,5	105,5	114	120,6
N_c , кВт	39,8	56,7	71,7	86,1	99,4	111,05	120	126,9
M_e , Н·м	517,2	572,1	592,3	601,1	601,9	592,9	573,2	548,6
M_c , Н·м	543,2	601,9	622,7	632,7	633,1	624,1	603,4	577,3

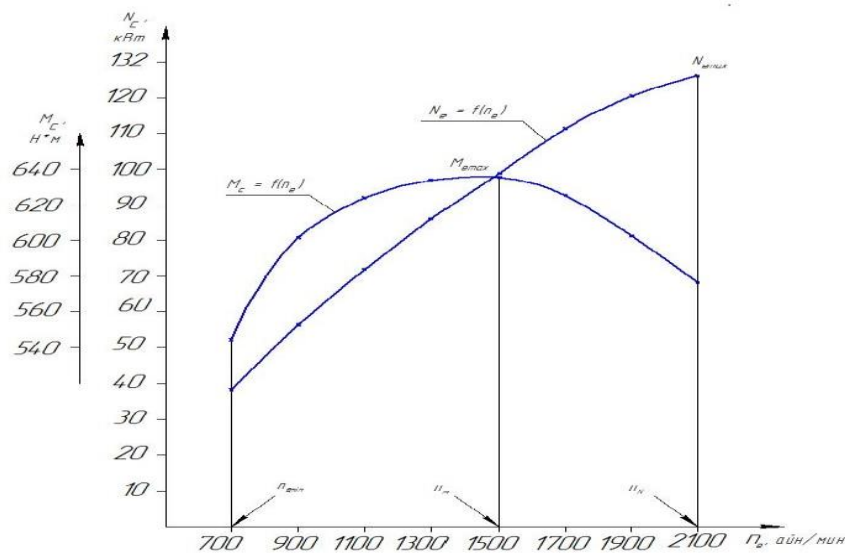


Рисунок 3.1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

3.2 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи определяется по формуле

$$U_o = 0,377 \frac{n_{e \max} r_k c_v}{v_{\max} U_b}, \quad (3.12)$$

где $n_{e \max} = n_N$ - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя; c_v - коэффициент высшей передачи. Принимаем $c_v = 1$; U_b - передаточное число высшей передачи в коробке передач. Принимаем $U_b = 1$.

Подставив известные величины в формулу (3.12), находим

$$U_0 = 0,377 * 2200 * 0,49 / 85 / 0,815 = 5,86$$

Определение передаточных чисел коробки передач.

Определение передаточного числа первой передачи.

Передаточное число первой передачи определяется из следующих условий:

а) преодоления автомобилем максимального сопротивления дороги ψ_{\max} , следовательно, необходимое передаточное число первой передачи будет

$$U_1 = \frac{\psi_{\max} G r_{ko}}{M_{\max} U_{нр}}, \quad (3.13)$$

где ψ_{\max} - максимальный преодолеваемый подъем на первой передаче.
 $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,4$.

Пусть $\psi_{\max} = 0,35$. Тогда имеем

$$U_1 = 0,35 * 252000 * 0,49 / (833 * 5,86 * 0,88) = 7,7$$

б) подсчитанное по формуле (3.13) передаточное число U_1 проверяется на возможность реализации окружной силы на ведущих колесах автомобиля. Следовательно, передаточное число первой передачи, при котором окружная сила реализуется по сцеплению будет

$$U_1^{\varphi} = \frac{G^{\varphi} r_{ko}}{M_{\max} U_{нр}}, \quad (3.14)$$

где G^{φ} - сцепной вес автомобиля; $\varphi = 0,6 \dots 0,8$. Пусть $\varphi = 0,75$.

Для автомобиля с задним расположением ведущих мостов

$$G^{\varphi} = K_{R2} G_2, \quad (3.15)$$

где K_{R2} - коэффициент перераспределения нагрузки. Можно принимать $K_{R2} = 1,1 \dots 1,3$. Пусть $K_{R2} = 1,2$. Тогда имеем:

$$G_2 = 61,5 \text{ кН. Отсюда следует:}$$

$$G_{\varphi} = 1,2 * 61,5 = 73,8 \text{ кН}$$

Следовательно $U_{1\varphi} = 73,8 * 0,75 * 1000 * 0,49 / (833 * 5,86 * 0,88) = 6,3$

Получилось, что $U_1 > U_{1\varphi}$, следовательно буксование автомобиля присутствует;

в) передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения

$$U_{1v} = 0,377 \frac{n_{e\min} r_{ko}}{U_0 v_{\min}}, \quad (3.16)$$

где v_{\min} - минимально устойчивая скорость движения, принимаемая (3..5) км/час. Пусть $v_{\min} = 3$ км/ч. Тогда

$$U_{1v} = (0,377 * 600 * 0,49) / (5,86 * 3) = 6,31$$

Сравнивая подсчитанные по формулам значения передаточного числа первой передачи, принимаем окончательно $U_1 = 7,7$.

Определение числа ступеней коробки передач.

Сначала определяем диапазон передаточных чисел коробки передач D_k , который находится по формуле

$$D_k = \frac{U_1}{U_b}, \quad (3.17)$$

где U_b - передаточное число высшей передачи. Ранее нами принято $U_b = 0,815$, следовательно, имеем

$$D_k = 6,3 / 0,815 = 7,7.$$

Определение передаточных чисел промежуточных передач.

Передаточное число m -й промежуточной передачи при $U_b = 1$ определяется по формуле

$$U_m = U_1^{\frac{n-m}{n-1}}, \quad (3.18)$$

где n - число ступеней коробки передач ($n = 5$).

Высшая передача:

$$U_1 = 7,7$$

$$U_2 = 4,84$$

$$U_3 = 2,8$$

$$U_4 = 1,6$$

$$U_5 = 1$$

3.3 Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса автомобиля можно представить в следующем виде

$$N_K = N_V + N_r + N_{aj}, \quad (3.19)$$

где N_K - мощность, подводимая к ведущим колесам; N_ψ - мощность, расходуемая на преодоление сопротивлений дороги; N_b - мощность, расходуемая на преодоление сопротивления воздуха; N_{aj} - мощность, расходуемая на разгон автомобиля. Мощность, подведенная к ведущим колесам автомобиля может быть подсчитана по формуле

$$N_K = P_K v = N_e \eta_{TP} = N_e - \Delta N_{TP}, \quad (3.20)$$

где ΔN_{TP} - потери мощности в трансмиссии; P_K - окружная сила на ведущих колесах. Мощность, расходуемая на преодоление сопротивлений дороги, определяется по формуле:

$$N_\psi = P_\psi v = \psi G_a v = (f + i) G_a v, \quad (3.21)$$

где P_ψ - сила сопротивления дороги.

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления воздуха, определяется по формуле:

$$N_b = P_b v = k_b F_b v^3, \quad (3.22)$$

где P_b - сила сопротивления воздуха.

Мощность, расходуемая на разгон автомобиля, определяется по формуле

$$N_{aj} = P_{aj} v = m_a \frac{dv}{dt} v, \quad (3.23)$$

где m_a - полная масса автомобиля; P_{aj} - сила инерции автомобиля; $\frac{dv}{dt} = j$ - ускорение автомобиля.

Уравнение (3.19) удобно решать графически, т. е. величины, входящие в левую и правую части уравнения представляем в виде зависимостей $N_K = f(v)$ для каждой из передач коробки передач, а $(N_\psi + N_b) = f(v)$ для движения автомобиля на прямой передаче коробки передач при дорожном сопротивлении ψ_0 . Предварительно определяем скорости автомобиля на различных передачах, соответствующие частотам вращения коленчатого вала двигателя, указанных в таблице 2. Скорость автомобиля в км/час при известной частоте вращения коленчатого вала двигателя (об/мин), радиусе качения (м) и передаточных числах главной передачи и коробки передач определяется по формуле

$$v = 0377 \frac{n_e r_{ko}}{U_0 U_k}, \quad (3.24)$$

где U_K - передаточное число соответствующей ступени коробки передач. При $n_e = 800$ об/мин и $U_1 = 7,7$ имеем

$$v_1 = 0.377 * 700 * 0,49 / (5,86 * 7,7) = 3,5 \text{ км/ч}$$

Для остальных значений n_e и U_K расчетные значения искомого параметра сведем во 2 таблицу.

Таблица 2 — Значения скорости автомобиля при различных n_e и U_k

n_e , об/мин	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
V1, км/час	3,53	4,54	5,55	6,56	7,57	8,57	9,58	10,59
V2, км/час	6,24	8,02	9,8	11,59	13,37	15,15	16,44	18,72
V3, км/час	10,82	13,91	17,007	20,09	23,19	26,28	29,37	32,46
V4, км/час	18,72	24,07	29,42	34,77	40,12	45,47	50,82	56,17
V5, км/час	28,36	36,47	44,58	52,68	60,79	68,89	77,002	85

По формулам (3.20), (3.21) и (3.22) находим соответствующие мощности, при этом учитываем, что скорость автомобиля дана в км/час, следовательно, формулы (3.21) и (3.22) приходят к виду

$$N_{\psi} = (f+i) G_a \frac{v}{3,6}.$$

Причем для дороги с асфальтобетонным или цементобетонным покрытием $f= 0,015$. Также автомобиль на прямой передаче должен преодолевать подъем не менее 3 %, т. е. $i = 0,03$, следовательно, дорожное сопротивление

$$\psi_0 = 0,015 + 0,03 = 0,045.$$

$$N_b = \frac{k_b F_b * v^3}{3,6^3}.$$

При $V = 23$ км/час (для прямой передачи) и $\psi_0 = 0,045$ имеем

$$N_{\psi} = 0,045 * 160000 * 23 / 3,6 = 56,72 \text{ кВт}$$

$$N_b = 4,2 * 23^3 / 3,6^3 = 1,36 \text{ кВт}$$

$$N_{\psi} + N_b = 56,72 + 1,36 = 58,08 \text{ кВт}$$

Для остальных значений скорости значения исходных параметров сводим в таблицу (таблица 3).

Мощность N_K , подводимая к ведущим колесам от ступени коробки передач не зависит, поэтому для различных ступеней коробки передач она определяется в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Таблица 3- Значение искомых параметров при различных v

V, км/ч	28,36	36,47	44,58	52,68	60,79	68,89	77	85
N_{ψ} , кВт	56,72	72,94	89,16	105,36	121,58	137,78	154	170
N_b , кВт	1,36	2,91	5,31	8,77	13,48	19,62	27,39	36,85
$(N_{\psi} + N_b)$, кВт	58,08	75,85	94,47	114,13	135,06	157,4	181,39	206,85

Для всего диапазона изменения n_e значения N_e приведены в таблице 1 и с учетом формулы (3.20) получим соответствующие значения N_K (таблица 4).

Таблица 4 - Значения мощности N_e и мощности N_K при различных n_e

n_e , об/мин	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
N_e , кВт	37,9	53,9	68,2	81,8	94,5	105,5	114	120,6
$N_K = N_e \eta_{TP}$, кВт	34,11	48,51	61,38	73,62	85,05	94,95	102,6	108,54

По результатам таблиц 2, 3 и 4 строим график мощностного баланса автомобиля (рисунок 3.2).

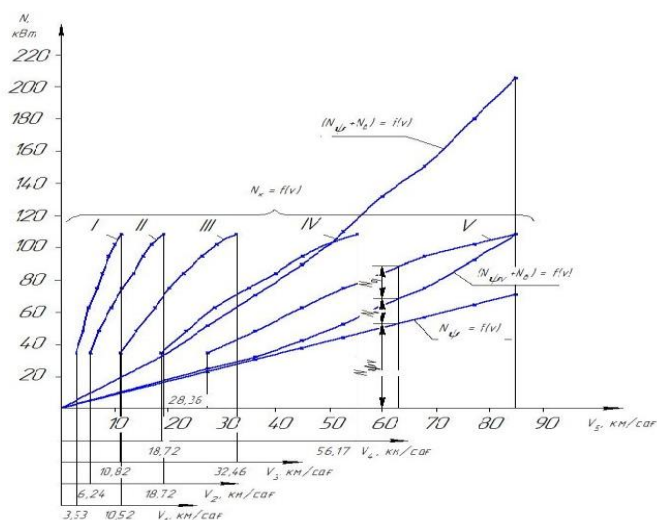


Рисунок 3.2 - График мощностного баланса автомобиля

Из графика видно, что автомобиль не может на прямой передаче преодолеть 3 % подъем. Однако он может двигаться на четвертой передаче, причем он имеет некоторый запас мощности, который может быть использован для разгона. На этом же графике покажем зависимость $N^{\psi v} = f(v)$ и $(N^{\psi v} + N_b) = f(v)$. По формуле (3.21) при $\psi v = 0,013$ (для прямой передачи) и $v = 23 \text{ км/ч}$ имеем

$$N_{\psi v} = 0,013 * 160000 * 24 / 3,6 = 23,94 \text{ кВт}$$

Для этой скорости $N_b = 1,36 \text{ кВт}$. Тогда получим

$$N^{\psi v} + N_b = 25,3 \text{ кВт.}$$

Для остальных значений v значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 5).

Таблица 5 - Значения искомых $N^{\psi v}$ и N_b для различных v

$v, \text{ км час}$	28,36	36,47	44,58	52,68	60,79	68,89	77	85
$N^{\psi v}, \text{ кВт}$	23,94	30,79	37,64	44,48	51,33	58,17	65,02	71,77
$N_b \text{ кВт}$	1,36	2,91	5,31	8,77	13,48	19,62	27,39	36,85
$(N^{\psi v} + N_b), \text{ кВт}$	25,3	33,7	42,95	53,25	64,81	77,79	92,41	108,62

3.4 Динамический фактор автомобиля на различных передачах

Динамический фактор определяется по формуле:

$$D = \frac{P_{ko} - P_b}{G_a}, \quad (3.25)$$

где P_{ko} - полная окружная сила на ведущих колесах автомобиля; P_b - сила сопротивления воздуха.

Полная окружная сила на ведущих колесах автомобиля определяется по формуле

$$P_{ko} = \frac{M_{\max} \cdot U_0 \cdot U_k}{r_{ko}} \eta_{TP}. \quad (3.26)$$

Сила сопротивления воздуха определяется по формуле

$$P_b = \frac{k_b F_b v^2}{3,6^2}. \quad (3.27)$$

Динамический фактор определяется для каждой передачи, при этом значения M_e и v берутся из таблиц 1 и 2.

Для первой передачи при $U_1=7,7$ и $V=3,53$ км/ч имеем:

$$P_{ko}=579,6 \cdot 5,86 \cdot 6,3 \cdot 0,88 / 0,49 = 34,7 \text{ кН}$$

$$P_b=4,2 \cdot 3,6 \cdot 3,6 / (3,6)^2 = 0,0027 \text{ кН}$$

$$D=(38,4 - 0,003) / 160 = 0,21$$

Для остальных значений v значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 6).

Таблица 6 – Динамический фактор автомобиля на первой передаче

v_1 , км/час	3,53	4,54	5,55	6,56	7,57	8,57	9,58	10,59
M_e , Нм	517,2	572,1	592,3	601,1	601,9	592,9	573,2	548,6
P_{ko} , кН	34,7	38,4	39,8	40,4	40,5	39,8	38,5	36,8
P_b ,кН	0,0027	0,0045	0,0067	0,0093	0,012	0,015	0,019	0,024
D	0,21	0,23	0,24	0,25	0,253	0,248	0,24	0,22

Для второй передачи при $U_2=3$ и $V=6,24$ км/ч имеем:

$$P_{ko}=579,6 \cdot 5,86 \cdot 4,84 \cdot 0,88 / 0,49 = 19,6 \text{ кН}$$

$$P_b=4,2 \cdot 4,68 \cdot 4,68 / (3,6)^2 = 0,0084 \text{ кН}$$

$$D=(19,8 - 0,011) / 160 = 0,12$$

Для остальных значений v значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 7).

Для третьей передачи при $U_3=1,73$ и $V=10,82$ км/ч имеем:

$$P_{ko}=579,6 \cdot 5,86 \cdot 2,8 \cdot 0,88 / 0,49 = 11,3 \text{ кН}$$

$$P_b=4,2 \cdot 8,1 \cdot 8,1 / (3,6)^2 = 0,025 \text{ кН}$$

$$D=(12,4 -0,028)/160=0,07$$

Таблица 7 - Динамический фактор автомобиля на второй передаче

V ₂ , км/час	6,24	8,02	9,8	11,59	13,37	15,15	16,44	18,72
М _е , Нм	517,2	572,1	592,3	601,1	601,9	592,9	573,2	548,6
Р _{к_о} ,кН	19,6	21,7	22,5	22,8	22,9	22,5	21,8	20,8
Р _в , кН	0,0084	0,013	0,02	0,029	0,038	0,049	0,058	0,076
D	0,12	0,13	0,14	0,142	0,143	0,14	0,135	0,129

Для остальных значений скорости значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 8).

Таблица 8 - Динамический фактор автомобиля на третьей передаче

V ₃ , км/час	10,82	13,91	17,007	20,09	23,19	26,28	29,37	32,46
М _е , Нм	517,2	572,1	592,3	601,1	601,9	592,9	573,2	548,6
Р _{к_о} ,кН	11,3	12,5	12,9	13,1	13,2	13,01	12,5	12,03
Р _в ,кН	0,025	0,042	0,062	0,087	0,117	0,15	0,18	0,229
D	0,07	0,077	0,08	0,081	0,0817	0,08	0,077	0,073

Для четвертой передачи при U₄=1,6 и V=14,17км/ч имеем:

$$P_{кo}=579,6*5,86*1,6*0,88/0,49=6,56 \text{ кН}$$

$$P_{в}=4,2*14,17*14,17/(3,6)^2=0,076 \text{ кН}$$

$$D=(7,6 -0,073)/252=0,04$$

Для остальных значений скорости значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 9).

Таблица 9 - Динамический фактор автомобиля на четвертой передаче

V ₄ , км/ч	18,72	24,07	29,42	34,77	40,12	45,47	50,82	56,17
М _е , Нм	517,2	572,1	592,3	601,1	601,9	592,9	573,2	548,6
Р _{к_о} ,кН	6,56	7,25	7,51	7,62	7,63	7,52	7,27	6,95
Р _в ,кН	0,076	0,126	0,188	0,264	0,35	0,449	0,561	0,686
D	0,04	0,044	0,045	0,046	0,0455	0,044	0,041	0,039

Для пятой передачи при $U_5=1$ и $V=18,72$ км/ч имеем:

$$P_{\text{ко}}=579,6*5,86*1*0,88/0,49=4,33 \text{ кН}$$

$$P_{\text{в}}=4, 2*22,68 *22,68 /(3,6)^2=0,175 \text{ кН}$$

$$D=(4,97 -0,17)/252=0,022$$

Для остальных значений скорости значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 10).

Таблица 10 - Динамический фактор автомобиля на пятой передаче

v_5 , км/ч	28,36	36,47	44,58	52,68	60,79	68,89	77,002	85
M_e , НМ	517,2	572,1	592,3	601,1	601,9	592,9	573,2	548,6
$P_{\text{ко}}$,кН	4,33	4,78	4,95	5,032	5,04	4,96	4,79	4,59
$P_{\text{в}}$,кН	0,175	0,289	0,432	0,603	0,804	1,032	1,29	1,572
D	0,022	0,028	0,0282	0,0276	0,025	0,024	0,021	0,019

По результатам таблиц 6, 7, 8, 9, 10 строим динамическую характеристику автомобиля (рисунок 3.3).

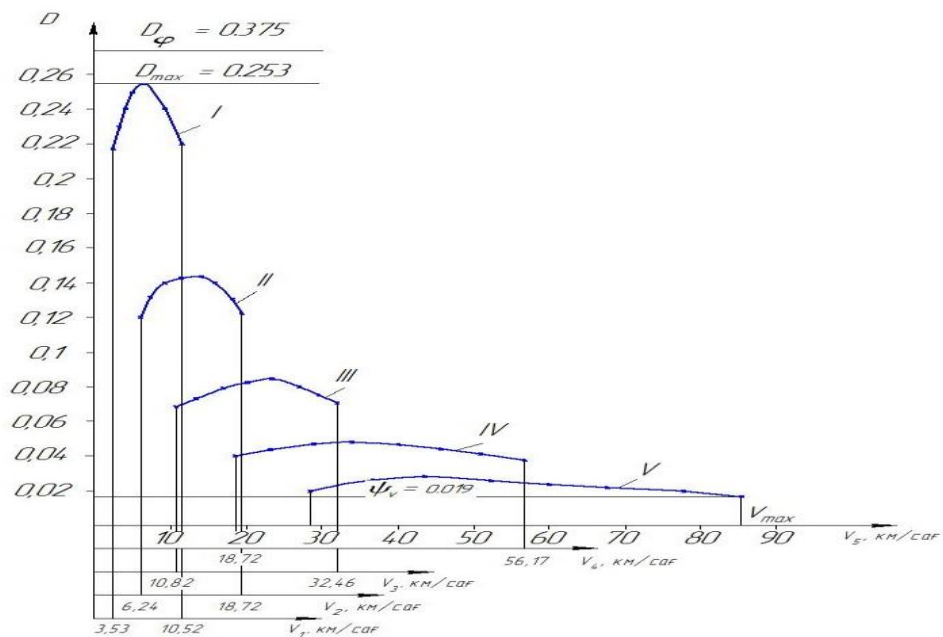


Рисунок 3.3. Динамическая характеристика автомобиля

3.5 Ускорения автомобиля на различных передачах

Ускорение автомобиля может быть определено по следующей формуле

$$j = \frac{(D - \psi_v) \cdot g}{\delta}, \quad (3.29)$$

где $\psi_v = f(v)$ (см. формулу (3.3)). Ранее было установлено, что $\psi_v = 0,013$. Следует отметить, что интенсивный рост коэффициента дорожного сопротивления ψ_v наблюдается при скоростях свыше 50 км/ч. Поэтому для скоростей на первой, второй, третьей и четвертой передачах коэффициент дорожного сопротивления будем считать постоянным и равным коэффициенту сопротивления качению.

Для асфальтобетонной дороги коэффициент сопротивления качению f составляет 0,015...0,020 (в удовлетворительном состоянии). Пусть $f = 0,015$; δ - коэффициент учета вращающихся масс автомобиля; g - ускорение свободного падения, которое равно 9,81 м/с².

При отсутствии данных по проектируемому автомобилю коэффициент учета вращающихся масс можно определить по формуле

$$\delta = 1 + \sigma_1 U_k^2 + \sigma_2, \quad (3.30)$$

где σ_1 - коэффициент учета вращающихся масс двигателя. $\sigma_1 = 0,04...0,06$. Пусть $\sigma_1 = 0,05$; σ_2 - коэффициент учета вращающихся масс колес. $\sigma_2 = 0,03...0,05$. Пусть $\sigma_2 = 0,04$.

Для первой передачи при $U_1 = 7,7$, $\psi_v = f = 0,015$, $D = 0,152$ (при скорости 3,53 км/час) имеем:

Для остальных значений динамического фактора значения искомых величин сводим в таблицу (таблица 11).

Таблица 11 - Ускорения автомобиля на первой передаче

v, км/ч	3,53	4,54	5,55	6,56	7,57	8,57	9,58	10,59
D	0,21	0,23	0,24	0,25	0,253	0,248	0,24	0,22
j, м/с ²	0,7	0,8	0,9	0,96	0,97	0,95	0,9	0,83

Для второй передачи при $U_2 = 3$ $\psi_v = f = 0,015$, $D = 0,078$ (при $V = 6,24$ км/ч).

Для остальных значений динамического фактора значения искомых величин сводим в таблицу (таблица 12).

Таблица 12 - Ускорения автомобиля на второй передаче

v ₂ , км/ч	6,24	8,02	9,8	11,59	13,37	15,15	16,44	18,72
D	0,12	0,13	0,14	0,142	0,143	0,14	0,135	0,129
j, м/с ²	0,69	0,75	0,82	0,83	0,84	0,82	0,79	0,75

Для третьей передачи при $U_3 = 1,73$, $\psi_v = f = 0,015$, $D = 0,07$ (при $V = 8,1$ км/ч).

Для остальных значений динамического фактора значения искомых величин сводим в таблицу (таблица 13).

Таблица 13 - Ускорения автомобиля на третьей передаче

V_3 , км/час	10,82	13,91	17,007	20,09	23,19	26,28	29,37	32,46
D	0,07	0,077	0,08	0,081	0,0817	0,08	0,077	0,073
j , м/с ²	0,45	0,51	0,53	0,54	0,55	0,53	0,51	0,47

Для четвертой передачи при $U_4 = 1$, $\psi_v = f = 0,015$, $D=0,04$ (при $V=14,17$ км/ч). Для остальных значений динамического фактора значения искомых величин сводим в таблицу (таблица 14).

Таблица 14 - Ускорения автомобиля на четвертой передаче

v_4 , км/ч	18,72	24,07	29,42	34,77	40,12	45,47	50,82	56,17
D	0,04	0,044	0,045	0,04	0,055	0,044	0,041	0,039
j , м/с ²	0,22	0,26	0,27	0,28	0,27	0,26	0,23	0,22

Для пятой передачи при $U_5 = 0,66$, $\psi_v = 0,019$, $D=0,027$ (при $V=22,68$ км/ч). Для остальных значений динамического фактора значения искомых величин сводим в таблицу (таблица 15).

Таблица 15 - Ускорения автомобиля на пятой передаче

V_5 , км/ч	28,36	36,47	44,58	52,68	60,79	68,89	77,002	85
D	0,022	0,028	0,0282	0,0276	0,025	0,024	0,021	0,019
j , м/с ²	0,027	0,0,83	0,085	0,075	0,055	0,046	0,018	0

По результатам таблиц 11, 12, 13. 14 и 15 строим график зависимости ускорения автомобиля от его скорости (рисунок 3.4).

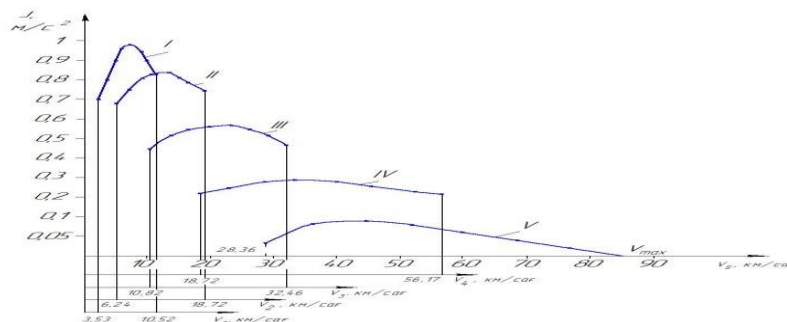


Рисунок 3.4. График зависимости ускорения автомобиля от его скорости находится суммированием времени разгона в интервалах.

3.6 Время и путь разгона автомобиля

Так как рассматривается движение автомобиля на горизонтальной дороге с асфальтобетонным или цементобетонным покрытием, причем коэффициент дорожного сопротивления достаточно мал по сравнению с динамическим фактором на второй передаче, то трогание и разгон автомобиля целесообразно производить на второй передаче, потому что ускорение автомобиля на второй передаче больше чем на первой (рисунок 10). Также на рисунке 10 показаны точки А, В и С, на которых необходимо производить переключение передач, т. к. именно на этих точках обеспечивается наибольшая интенсивность разгона.

Время разгона автомобиля на определенной передаче от скорости v_{\min} до скорости v находится из следующего соотношения:

$$t = \int_{v_{\min}}^v \frac{dv}{jx}. \quad (3.31)$$

Интегрирование этого выражения производим численным методом.

Время движения автомобиля Δt , при котором его скорость возрастает на Δv_{\min} , определяется по закону равноускоренного движения

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{cp}} = \frac{2(v_i - v_{i-1})}{j_{x(i-1)} + j_{xi}}. \quad (3.32)$$

Суммарное время разгона автомобиля на k -й передаче от скорости $v_{k\min}$ до скорости $v_{k\max}$

Потеря скорости за время переключения

$$\Delta v_n = g * \psi * t_n / \delta_n, \quad (3.33)$$

где t_n - время переключения. $t_n = 0,8..0,15$ с. Пусть $t_n = 1$ с; δ_n - коэффициент учета вращающихся масс при переключении передач. $\delta_n = 1.03..1,05$. Пусть $\delta_n = 1.04$; ψ - коэффициент дорожного сопротивления. Ранее принято для первой, второй, третьей и четвертой передачи $\psi = f = 0,015$, а для пятой передачи $\psi = \psi_v = 0.015$.

Путь разгона автомобиля в интервале скоростей $\Delta v_i = v_i - v_{i-1}$ равен

$$\Delta S_i = v_{cp} * \Delta t_i = 0,5(v_i + v_{i-1}) \Delta t_i. \quad (3.34)$$

Путь разгона автомобиля от скорости $v_{k\min}$ до скорости $v_{k\max}$

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta S_i, \quad (3.35)$$

где n - число интервалов.

Путь, пройденный автомобилем за время переключения t_n с k -й передачи на $(k+1)$ -ю передачу:

$$\Delta S_i = (v_{k\max} - 0,5 * \Delta v_n) t_n. \quad (3.36)$$

Для разгона автомобиля на первой передаче в интервалах от 3 до 5 км/ч время и путь разгона будут:

$$\Delta t = 2(5-3)/3,6(0,45+0,57) = 0,36 \text{ с.}$$

$$\Delta s = 0,5(5+3) \cdot 1,09/3,6 = 0,4 \text{ м.}$$

Для остальных интервалов скоростей (интервалы скоростей составляются по значениям скорости, указанным в таблице 12) значения искомых параметров сводим в таблицу (таблица 16).

Таблица 16 - Время и путь разгона на второй передаче в интервалах скоростей

Интервал скоростей от v_{i-1} до v_i , км/ч	от 3,53 до 4,54	от 4,54 до 5,55	от 5,55 до 6,56	от 6,56 до 7,57	от 7,57 до 8,57	от 8,57 до 9,58
$\Delta t_i, c$	0,36	0,33	0,3	0,29	0,28	0,65
$\Delta S_i, м$	0,4	0,46	0,5	0,56	0,62	1,63

Потеря скорости за время переключения со второй передачи на третью передачу:

$$\Delta V_n = 9,81 \cdot 0,015 \cdot 1/1,04 = 0,14 \text{ м/с.}$$

Путь, пройденный автомобилем за время переключения со второй передачи на третью передачу:

$$\Delta S_n = (21,4/3,6 - 0,5 \cdot 0,14)/1 = 5,87 \text{ м.}$$

Для остальных интервалов скоростей значения искомых параметров сводим в (таблица 17).

Таблица 17 – Время и путь разгона на третьей передаче в интервалах скоростей

Интервал скоростей от v_{i-1} до v_i , км/ч	от 10,59 до 11,59	от 11,59 до 13,37
$\Delta t_i, c$	0,33	0,59
$\Delta S_i, м$	1,02	2,04

Время разгона на третьей передаче:

$$t = \sum \Delta t = 0,13 + 2,33 + 4,92 + 2,61 = 9,99 \text{ с.}$$

Путь разгона на третьей передаче:

$$s = \sum \Delta S = 0,78 + 14,98 + 37,99 + 23,53 = 77,28 \text{ м.}$$

Потеря скорости за время переключения с третьей передачи на четвертую передачу:

$$\Delta V_n = 9,81 \cdot 0,015 \cdot 1/1,04 = 0,14 \text{ м/с.}$$

Путь, пройденный автомобилем за время переключения с третьей передачи на четвертую передачу:

$$\Delta S_n = (34/3,6 - 0,5 \cdot 0,14)/1 = 9,37 \text{ м.}$$

Для остальных интервалов скоростей значения искомых параметров сводим в таблицу 18.

Таблица 18 - Время и путь разгона на четвертой передаче в интервалах скоростей

Интервал скоростей от V_{i-1} до v_i км/ч	от 18,72 до 20,09	От 20,09 до 23,19	От 23,19 до 26,28
Δt_i , с	0,59	1,58	1,6
ΔS_i , м	3,18	9,49	10,9

Время разгона на четвертой передаче:

$$t = \sum \Delta t = 1,07 + 7,12 + 7,72 + 9,55 = 25,46 \text{ с.}$$

Путь разгона на четвертой передаче:

$$s = \sum \Delta s = 10,25 + 74,17 + 96,5 + 139,93 = 320,85 \text{ м.}$$

Потеря скорости за время переключения с четвертой передачи на пятую передачу:

$$\Delta V_n = 9,81 \cdot 0,015 \cdot 1/1,04 = 0,14 \text{ м/с.}$$

Путь, пройденный автомобилем за время переключения с четвертой передачи на пятую передачу:

$$\Delta s_n = (55,5/3,6 - 0,5 \cdot 0,14)/1 = 15,35 \text{ м.}$$

Для остальных интервалов скоростей значения искомых параметров сводим в таблицу 19.

Время разгона на пятой передаче

$$t = \sum \Delta t = 17,78 + 119,84 + 222,22 = 359,84 \text{ с.}$$

Таблица 19 – Время и путь разгона на пятой передаче в интервалах скоростей

Интервал скоростей от v_{i-1} до v_i км/ч	От 32,46-до 34,47	От 34,47 до 40,12	От 40,12 до 45,17
Δt_i , с	1,71	5,4	5,6
ΔS_i , м	15,9	56,1	66,5

Путь разгона на пятой передаче:

$$s = \sum \Delta s = 289,91 + 2311,91 + 4999,95 = 7601,77 \text{ м.}$$

По результатам таблиц 16, 17, 18 и 19 строим графики зависимостей скорости автомобиля от времени и пути разгона (рисунок 3.5). У грузовых автомобилей время и путь разгона контролируется на скорости 60 км/час.

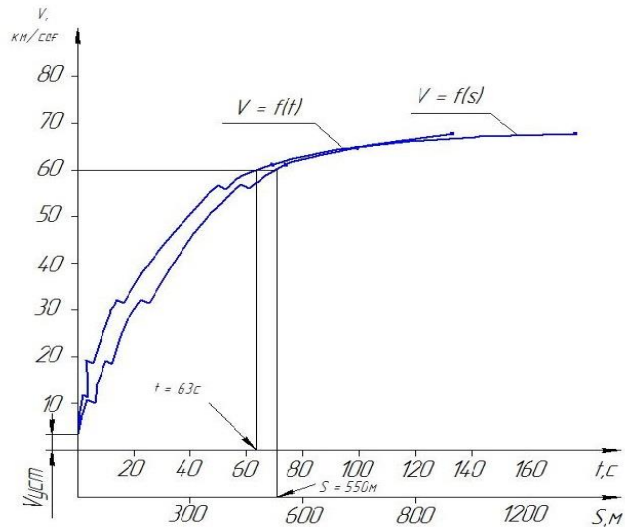


Рисунок 3.5. Графики зависимостей скорости автомобиля от времени и пути разгона

3.7 Топливная характеристика автомобиля

Путевой расход топлива (л/100 км) определяется по формуле

$$Q_s = \frac{g_{eN} K_{\text{И}} K_{\text{Е}} \rho}{v}, \quad (3.37)$$

где g_{eN} - удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности; $K_{\text{И}}$ - коэффициент, зависящий от степени использования мощности двигателя; $K_{\text{Е}}$ - коэффициент, зависящий от степени использования частоты вращения двигателя; ρ - плотность топлива. Для бензина $\rho = 730 \text{ кг/м}^3$.

Удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности примерно равен $g_{eN} = (1,15 \dots 1,05) g_e$. Принимаем $g_{eN} = 1,1 g_e = 1,1 \cdot 300 = 330 \text{ г/кВт} \cdot \text{час}$.

Коэффициент $K_{\text{И}}$ определяется по формуле

$$K_{\text{И}} = 3,27 - 8,22 \cdot \text{И} + 9,13 \cdot \text{И}^2 - 3,18 \cdot \text{И}^3. \quad (3.38)$$

Степень использования мощности двигателя равна

$$\text{И} = \frac{\Delta N_{\text{ДВ}} + \Delta N_{\text{ТР}}}{N}, \quad (3.39)$$

где $\Delta N_{\text{ДВ}}$ - мощность, затрачиваемая на привод дополнительных механизмов; $\Delta N_{\text{ТР}}$ - потери мощности в трансмиссии.

Коэффициент $K_{\text{Е}}$ определяется по формуле

$$K_{\text{Е}} = 1,25 - 0,99 \cdot \text{Е} + 0,98 \cdot \text{Е}^2 - 0,24 \cdot \text{Е}^3. \quad (3.40)$$

Степень использования частоты двигателя равна

$$\text{Е} = n_e / n_N. \quad (3.41)$$

Путевой расход топлива определяем при движении автомобиля на прямой передаче при коэффициенте дорожного сопротивления $\psi_v = 0,013$.

При $n_e = 600$ об/мин, $V=23$ км/ч имеем:

$$\Delta N_{дв} = N_c - N_e = 1,9 \text{ кВт}$$

$$\Delta N_{тр} = N_e - N_k = 3,79 \text{ кВт}$$

$$И = (6,4 + 4,4 + 21,8 + 1,1) / 42,8 = 0,778$$

$$K_{и} = 1,2 + 0,14 \cdot 0,79 - 1,8 \cdot (0,79)^2 + 1,46 \cdot (0,79)^3 = 0,903$$

$$E = 600 / 2200 = 0,33$$

$$K_e = 1,25 - 0,99 \cdot 0,27 + 0,98 \cdot (0,27)^2 - 0,24 \cdot (0,27)^3 = 1,02$$

$$Q_s = 10^2 \cdot 227,7 \cdot 0,907 \cdot 1,04 \cdot 22,9 / 860 \cdot 23 \cdot 0,88 = 29,44 \text{ л/100км.}$$

Для остальных значений n_e и v значения искомых величин сводим в таблицу (таблица 20).

Таблица 20 - Расчетные данные для построения топливной характеристики

n_e , об/мин	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
V , км/час	28,36	36,47	44,58	52,68	60,79	68,89	77,002	85
$\Delta N_{дв}$, кВт	1,9	2,8	3,5	4,3	4,9	5,55	6	6,3
$\Delta N_{тр}$, кВт	3,79	5,39	6,82	8,18	9,45	10,55	11,4	12,06
$(N^{\psi} + N_b)$, кВт	25,3	33,7	42,95	53,25	64,81	77,79	92,41	108,62
N_c , кВт	39,8	56,7	71,7	86,1	99,4	101,05	120	126,9
$И$	0,778	0,738	0,742	0,763	0,796	0,845	0,915	1
$K_{и}$	0,903	0,898	0,898	0,908	0,907	0,927	0,956	1
E	0,33	0,428	0,523	0,619	0,714	0,809	0,904	1
K_E	1,02	0,986	0,965	0,955	0,955	0,963	0,978	1
Q_s , л/100км	29,44	29,31	29,91	31,15	33,08	36	40,2	45,78

По результатам таблицы 20 строим топливную характеристику автомобиля (рисунок 3.6).

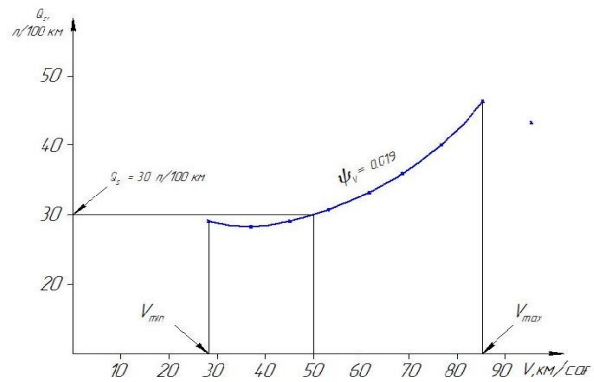


Рисунок 3.6 - Топливная характеристика автомобиля

Вывод: в дипломной работе я провел тяговый расчет автомобиля, определил внешнюю скоростную характеристику двигателя, передаточное число главной передачи, число ступеней коробки передач, мощностной баланс автомобиля, динамический фактор автомобиля на различных передачах, ускорение автомобиля на различных передачах, время и путь разгона автомобиля. Проведенный кинематический, силовой и мощностной анализ позволил определить угловые скорости, крутящие моменты, передаваемую мощность каждого элемента трансмиссии.

4 Расчет главной передачи

4.1 Выбор основных параметров главной передачи.

Исходные данные для расчета:

Средний угол наклона зубьев β_m , град	35
Отношение ширины зубчатого венца к внешнему конусному расстоянию $K_{\beta e}$	0,285
Наибольший вращающий момент на шестерне T_1 , Н · м	526
Пиковый кратковременно действующий вращающий момент на шестерне $T_{1\text{пик}}$ Н · м	400
Требуемый ресурс передачи t_{Σ} , ч	10 000
Частота вращения n_1 , мин ⁻¹	900
Требуемое передаточное число u	4,43
Марка стали	Сталь
	20ХН3А ГОСТ
	8560-78
Твердость поверхности зуба НВ	
H_1 48	48
H_2 285	285
Предел текучести материала, МПа	
σ_{F1}	750
σ_{F2}	650

Расчет главной передачи.

Определение ориентировочного значения делительного диаметра шестерни d'_{e1} , мм:

$$d'_{e1} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{\sigma_H \cdot u}} = \sqrt[3]{\frac{526 \cdot 25}{650 \cdot 4,43}} \text{ мм} \quad (4.1)$$

Где $K = 25$ ($H_1 \geq 45\text{HRC}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$);

$$\theta_H = 1,13 + 0,15 \cdot u \quad (4.2)$$

$$\theta_H = 1,13 + 0,15 \cdot 4,43 = 1,59 \text{ м/с}$$

Ориентировочное значение средней окружной скорости, м/с:

$$\theta = \pi \cdot 0,857 \cdot d'_{e1} \cdot n_1 / 60 \cdot 10^3 \quad (4.3)$$

$$3,14 \cdot 0,857 \cdot 102 \cdot 115 / 60 \cdot 10^3 = 0,53 \text{ м/с}$$

Степень точности. Назначаем 8-ю степень точности, так как $\theta'_m < 5$.

Предварительное значение внешнего делительного диаметра шестерни d''_{e1} , мм:

$$d''_{e1} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{\sigma_H \cdot u}} = \sqrt[3]{\frac{526 \cdot 25}{650 \cdot 4,43}} \text{ мм} \quad (4.4)$$

где $K_{H\dot{V}} = 1,06$; $K_{H\dot{\beta}} = 1,2$; $[\sigma]_H = 643$.

Принимаем $d''_{e1} = 106$ мм.

Определение коэффициентов $K_{H\dot{V}}$ и $K_{H\dot{\beta}}$

Коэффициент $K_{H\dot{V}}$, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

При 8-й степени точности $V^{\wedge} = 3,04$ и твердости зубчатых колес:

$H_1 = 48\text{HRC}_3$; $H_2 = 285\text{HB}$; $K_{H\dot{V}} = 1,06$

Относительная ширина шестерни при $K_{be} = 0,285$

$$\Psi_{bd} = b / d \cdot m_1 = 0,166 \cdot (u^2 + 1)^{0,5} = 0,166 \cdot (3,555^2 + 1)^{0,5} = 0,61 \quad (4.5)$$

Коэффициент K , учитывающий неравномерность распределения нагрузки

по длине контактных линий

При $\psi_{bd} = 0,61$; $H_1 = 48 \text{HRC}_3$; $H_2 = 285\text{HB}$;

$$K'_{H\dot{\beta}} = 1,19; K'_{H\dot{\beta}} = (0,19)^{0,5} = 1,09$$

Так как

$$K_{H\dot{\beta}} = (K'_{H\dot{\beta}}) \geq 1,2, \text{ принимаем } K'_{H\dot{\beta}} = 1,2$$

Предел контактной выносливости, МПа

$$\sigma_{Hlim} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 48 + 200 = 1016 \text{ МПа}; \quad (4.6)$$

$$\sigma_{Hlim} = 2\text{HB} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа} \quad (4.7)$$

Коэффициент запаса прочности

$$s_{H1} = 1,2; s_{H2} = 1,1;$$

Число циклов, соответствующее перелому кривой усталости

$$N_{GH1} = H_{HB1}^3 = 450^3 = 9,1 \cdot 10^7; \quad (4.8)$$

$$N_{GH2} = H_{HB2}^3 = 285^3 = 2,3 \cdot 10^7; \quad (4.9)$$

Твердость шестерни

$$H_{HB1} = 450\text{HB}$$

Требуемый ресурс, циклы

$$N_{K1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 970 \cdot 10^4 = 58,2 \cdot 10^7; \quad (4.10)$$

$$N_{K2} = N_{K1} / u = 58,2 \cdot 10^7 / 5,55 = 16,4 \cdot 10^7 \quad (4.11)$$

Коэффициент долговечности

(так как режим постоянный, то $N_{HE} = N_K$)

$$Z_{N1} = (N_{HG1} / N_{K1})^{1/6} = (9,1 \cdot 10^7 / 58,2 \cdot 10^7)^{1/6} < 1 \quad (4.12)$$

$$Z_{N1} = 1$$

$$Z_{N2} = (N_{HG2} / N_{K1})^{1/6} = (2,3 \cdot 10^7 / 58,2 \cdot 10^7)^{1/6} < 1 \quad (4.13)$$

$$Z_{N2} = 1$$

Допускаемое контактное напряжение шестерни и колеса, МПа

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{N1} / s_{H1} = 1016 \cdot 1 / 1,2 = 847 \text{ МПа}; \quad (4.14)$$

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{N1} / s_{H1} = 640 \cdot 1 / 1,1 = 582 \text{ МПа} \quad (4.15)$$

Допускаемое контактное напряжение, МПа

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \quad (4.16)$$

$$0,45 \cdot (8,47 + 582) = 643 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_H = 1.15[\sigma]_{H2} = 1.15 \cdot 582 = 669 \text{ МПа.} \quad (4.17)$$

Окончательно принимаем $[\sigma]_H = 643$

Число зубьев шестерни: $z'_1 = 14$

$$z_1 = 1,3 \cdot z'_1 = 1,3 \cdot 14 = 18,2. \quad (4.18)$$

Принимаем $z_1 = 18$

$$\text{Число зубьев колеса: } z_2 = z_1 \cdot u' = 18 \cdot 4,43 = 79,74. \quad (4.19)$$

Принимаем $z_2 = 80$.

Передаточное число передачи

$$u = z_2 / z_1 = 80 / 18 = 4,43. \quad (4.20)$$

Угол делительного конуса шестерни, град:

$$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2) = \arctg(18 / 80) = 15,7086 \text{ град.} \quad (4.21)$$

Угол делительного конуса колеса, град:

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 15,7086 = 74,2914 \text{ град.} \quad (4.22)$$

Внешний окружной модуль, мм.

$$m_{te} = d_{e1} / z_1 = 106 / 18 = 5,55 \text{ мм} \quad (4.23)$$

Внешнее конусное расстояние, мм.

$$R_{e2} = \frac{d_{e1} + d_{e2}}{2} = \frac{106 + 127,55}{2} = 116,775 \text{ мм} \quad (4.24)$$

Ширина зубчатых венцов колес, мм

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 227,55 = 65 \text{ мм} \quad (4.25)$$

Принимаем $b = 65$

Коэффициент смещения инструмента (коррекции) для шестерни:

$$x_{n1} = 0,32 \text{ при } z_1 = 18 \text{ и } u = 4,43$$

Коэффициент смещения инструмента (коррекции) для колеса

$$x_{n2} = -x_{n1} = -0,32$$

Проверочный расчет на выносливость при изгибе:

а) коэффициент, учитывающий форму зуба:

для шестерни

$$Y_{FS1} = 3,7 \text{ при } x_{n1} = 0,32$$

$$z_{Vn1} = z_1 / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_1) = 18 / (0,55 \cdot 0,96) = 34 \quad (4.26)$$

($\beta = 35^\circ$ и $\delta_1 = 15,7066^\circ$),

для колеса

$$Y_{FS2} = 3,62 \text{ при } x_{n2} = -0,32.$$

$$z_{Vn2} = z_2 / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_2) = 80 / (0,55 \cdot 0,271) = 429 \quad (4.27)$$

($\beta = 35^\circ$ и $\delta_1 = 74,2914^\circ$);

б) коэффициент, учитывающий вид конической передачи

$$\theta_F = 0,85 + 0,045 \cdot u, \quad (4.28)$$

$$\theta_F = 0,85 + 0,045 \cdot 4,43 = 1,04 ;$$

в) напряжение изгиба в опасном сечении зуба, МПа:

для шестерни

$$\sigma_{F1} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_{FV} \cdot K_{FB} \cdot Y_{FS1} / (b \cdot d_{e1} \cdot m_{Fe} \cdot \theta_F) \quad (4.29)$$

$$\sigma_{F1} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot 125 \cdot 1,12 \cdot 1,16 \cdot 3,7 / (35,5 \cdot 67,4 \cdot 3,7444 \cdot 1,003)$$

$$= 180,5 < [\sigma]_{F1} = 353 \text{ МПа}$$

для колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{FS2} \cdot \sigma_{F1} / Y_{FS1} = 3,62 \cdot 180,5 / 3,7 = 176,6 < [\sigma]_{F2} = 353 \text{ МПа} \quad (4.30)$$

Определение коэффициентов $K_{r\beta}$, и K_{α}

Коэффициент K_{FV} , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

7-я степень точности;

$$\theta'_m = 3,04;$$

$$H_1 = 48\text{HRC}_3,$$

$$H_2 = 285\text{HB};$$

$$K'_{FV} = 1,12$$

Коэффициент K_{α} , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

$$\psi_{bd} = 0,61;$$

$$H_1 = 48\text{HRC}_3;$$

$$H_2 = 285\text{HB};$$

$$K_{F\beta} = (K'_{F\beta})^{0,5} \geq 1,15;$$

$$K'_{F\beta} = 1,35;$$

$$K_{F\beta} = (1,35)^{0,5} = 1,16$$

Геометрические размеры передачи;

а) внешний делительный диаметр, мм:

шестерни

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 5,55 \cdot 18 = 106 \text{ мм} \quad (4.31)$$

колеса

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 5,55 \cdot 80 = 418 \quad (4.32)$$

б) внешний диаметр вершин зубьев, мм:

шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + x_{n1}) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 \quad (4.33)$$

$$d_{ae1} = 100 + 2 \cdot (1 + 0,32) \cdot 5,55 \cdot 0,9626 = 106 \text{ мм}$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + x_{n2}) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 \quad (4.34)$$

$$d_{ae2} = 444 + 2 \cdot (1 - 0,32) \cdot 5,55 \cdot 0,271 = 418 \text{ мм}$$

Проверка на контактную выносливость. Размеры передачи, полученные расчетом, не изменялись; следовательно, действующее контактное напряжение равно допускаемому, т.е. $\sigma_H = [\sigma]_H$.

Определение допускаемых напряжений изгиба шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$

Предел выносливости при изгибе, МПа

для шестерни

$$\sigma_{Flim1} = 600 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 \text{ МПа}$$

$$H_{HB} = 1,75 \cdot 285 = 499$$

Коэффициент запаса прочности

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,7$$

Коэффициент долговечности

$$Y_{N1} = (4 \cdot 10^6 / N_{K1})^{1/3} = (4 \cdot 10^6 / 582 \cdot 10^6)^{1/3} < 1, Y_{N1} = 1 \quad (4.35)$$

$$Y_{N2} = (4 \cdot 10^6 / N_{K2})^{1/3} = (4 \cdot 10^6 / 164 \cdot 10^6)^{1/3} < 1, Y_{N2} = 1$$

Допускаемое напряжение изгиба, МПа

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{N1} / S_{F1} = 600 \cdot 1 / 1,7 = 553 \text{ МПа} \quad (4.36)$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Flim2} \cdot Y_{N2} / S_{F2} = 499 \cdot 1 / 1,7 = 293 \text{ МПа} \quad (4.37)$$

Проверка передачи на прочность при действии пиковой (максимальной)

нагрузки:

а) коэффициент перегрузки

$$K_{пер} = T_{пик1} / T_1 = 400 / 526 = 0,76; \quad (4.38)$$

б) контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа;

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot (K_{пер})^{0,5} = 645 \cdot (0,76)^{0,5} = 1150 < [\sigma]_{Hmax} = 1820 \text{ МПа}, \quad (4.39)$$

в) напряжение изгиба в опасном сечении зуба, МПа:

для шестерни

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot K_{пер} = 180,5 \cdot 0,76 = 577,6 < [\sigma]_{Fmax1} = 900 \text{ МПа}, \quad (4.40)$$

для колеса

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{пер} = 176,6 \cdot 0,76 = 565,1 < [\sigma]_{Fmax2} = 1287 \text{ МПа}. \quad (4.41)$$

Определение допускаемых напряжений при пиковой нагрузке

Допускаемое напряжение, МПа

Контактное

$$[\sigma]_{Hmax1} = 40 H_{HRC3} = 40 \cdot 48 = 1920 \text{ МПа} \quad (4.42)$$

$$[\sigma]_{Hmax2} = 268 \cdot \sigma_{T2} = 2,8 \cdot 650 = 1820 \text{ МПа} \quad (4.43)$$

Изгиба

$$[\sigma]_{Fmax1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{Nmax1} \cdot K_{st1} / S_{st1} = 600 \cdot 2,5 \cdot 1,2 / 2 = 900 \text{ МПа} \quad (4.44)$$

$$[\sigma]_{Fmax2} = \sigma_{Flim2} \cdot Y_{Nmax2} \cdot K_{st2} / S_{st2} = 499 \cdot 4 \cdot 1,3 / 2 = 1297 \text{ МПа} \quad (4.45)$$

$$\text{где } Y_{Nmax1} = 2,5; Y_{Nmax2} = 4; K_{st1} = 1,2; K_{st2} = 1,3 \text{ МПа}; \quad (4.46)$$

$$S_{st1} = S_{st2} = 2,0$$

Анализ параметров (критериев) работоспособности действующих и допускаемых напряжений - показал, что передача будет работоспособна.

Параметры зубчатых колес с круговыми зубьями показаны таблице 21.

Таблица 21 – Параметры зубчатых колес с круговыми зубьями

Параметр	Обозначение	Значение параметра для	
		шестерни	Колеса
Средний нормальный модуль	-	4,43	4,43
Число зубьев	z	18	80
Средний угол наклона зуба, град	β_m	35	35
Коэффициент смещения	x	0,32	-0.32
Угол делительного конуса, град	-	15,7086	74,291
Степень точности (по ГОСТ 1758-81)	-	8 - В	8 - В

Определяем силы, действующие в зацеплении конической косозубой передачи:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1000}{0,04} = 50000 \text{ Н} \quad (4.47)$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 50000 \cdot \tan 20^\circ = 18000 \text{ Н} \quad (4.48)$$

$$\text{осевая } F_a = F_r \cdot \tan \beta_m = 18000 \cdot \tan 35^\circ = 12300 \text{ Н} \quad (4.49)$$

Выбираем материал для вала

Это сталь 45 улучшенная, со следующими механическими характеристиками:

$$\sigma_{0.2} = 355 \text{ МПа} \quad (4.50)$$

допускаемое напряжение на кручение

$$\tau = 0,2 \cdot \sigma_{0.2} = 71 \text{ МПа} \quad (4.51)$$

Ориентировочно определяем геометрические размеры каждой ступени вала:

- диаметр выходной части

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot T_1}{\tau \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot 1000}{71 \cdot 1500}} = 40 \text{ мм} \quad (4.52)$$

Принимаем $d_1 = 40$ мм.

Исходя из этого принимаем диаметр под подшипником $d_2 = 54$ мм

Выбираем предварительно подшипники качения. Для конической передачи при $n < 1500$ об/мин применяется подшипник роликовый конический однорядный. Выбираем типоразмер подшипника по величине диаметра внутреннего кольца, равного диаметру $d_2 = 54$ мм. Это подшипник легкой

широкой серии 7510: $d = 54\text{мм}$, $D = 90\text{мм}$, $T = 25\text{ мм}$, угол контакта 16° , $C_r=62$ кН.

Определяем диаметр вала исходя из третьей теории прочности

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{[\sigma_1]}} = \sqrt[3]{\frac{568}{160}} = 34 \text{ мм} \quad (4.53)$$

где $[\sigma_1] = 160$ Мпа - допускаемое значение напряжений для стального вала.

Полученное значение вала под подшипником округляем до ближайшего стандартного

$$d = 40 \text{ мм.}$$

4.2 Проверочный расчет подшипников

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности с базовой. В результате расчетов имеем:

угловая скорость вала $\omega = 160 \text{ с}^{-1}$, осевая сила в зацеплении - $F_a = 1530 \text{ Н}$, реакции в подшипниках - $R_{XB} = 3400 \text{ Н}$, $R_{YB} = 7557 \text{ Н}$.

Подшипники установлены по схеме враспор.

Определяем осевые составляющие радиальных реакций

$$R_{g1} = 0,83 \text{ е } R_{BY} = 0,83 \cdot 0,381 \cdot 3400 = 1188 \text{ Н,}$$

$$R_{g2} = 0,83 \text{ е } R_{BX} = 0,83 \cdot 0,381 \cdot 7557 = 2640 \text{ Н,}$$

Определяем осевую нагрузку подшипника

$$R_{a1} = R_{s1} = 1188 \text{ Н, } R_{a2} = R_{s1} + F_a = 2718 \text{ Н.}$$

Определяем отношения:

$$\frac{R_{a1}}{R_{g1}} = \frac{1188}{1188} = 1, \quad \frac{R_{a2}}{R_{g2}} = \frac{2718}{2640} = 1,03 \quad (4.54)$$

где V - коэффициент вращения. При вращающемся внутреннем кольце подшипника $V = 1$.

По соотношению $0,35 < 0,381$ и $0,36 < 0,381$ выбираем формулу для определения эквивалентной динамической нагрузки, воспринимаемой подшипником, R_e ; $R_e = VR_T K_g K_T$,

K_g - коэффициент безопасности $K_g = 1,2$,

K_T - температурный коэффициент $= 1$, K_T тогда

$$R_e = 1 \cdot 3400 \cdot 1,2 \cdot 1 = 4080 \text{ Н,}$$

Определяем динамическую грузоподъемность

$$L_h = \left(\frac{R_e}{R} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 \text{ ч} \quad (4.55)$$

где L_h - требуемая долговечность подшипника, при длительной работе

привода, принимаем 5000 ч.

$C_{гр} < C_r$, значит подшипник пригоден к применению.

4.3 Расчет основных элементов корпуса

Корпус заднего моста предназначен для размещения в нем деталей передачи, восприятия усилий, возникающих при работе, а также для предохранения деталей передачи от повреждений и загрязнений.

Габариты и форма определяются числом и размерами зубчатых колес, заключенных в корпус, положением плоскости разъема и расположением валов.

В нижней части основания корпуса предусматривают маслосливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой.

Толщина стенок определяется по формуле:

$$\delta = 0,2d_e + 1 \quad (4.56)$$

где δ – толщина стенок основания, мм;

δ_1 – толщина стенок, мм;

d_e – диаметр колеса, мм;

$$\delta = 0,2d_e + 1$$

Диаметры болтов:

Принимаем $d_1 = 12$ мм.

4.4 Смазка главной передачи

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Этот способ применяется для зубчатых передач с окружными скоростями от 0,3 до 12,5 м/сек.

Выбор сорта масла зависит от значения расчетного контактного напряжения в зубьях G_H и фактической окружной скорости колес U . В данном редукторе при $U = 4,33$ м/сек, $G_H = 456$ применяется масло сорта И-Г-А-68.

Смазывание подшипников:

В проектируемых редукторах для смазывания подшипников качения применяют жидкие и пластичные смазочные материалы. Смазочный материал набивают в подшипник вручную при снятой крышке подшипникового узла. Наиболее распространенной для подшипников качения – пластичной смазки типа солидол жировой (ГОСТ 1033-79), консталин жировой УТ-1 (ГОСТ 1957-75).

Вывод: провел расчет главной передачи, проверку на контактную выносливость, рассчитали коэффициент долговечности, определил проверочный расчет подшипников, рассчитала основные элементы корпуса и смазку главной передачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На грузовом автомобиле аналога ЗИЛ 433360 установлена двойная главная передача. Характерными её недостатками является: сложность конструкции, большие размеры картера главной передачи (что естественно влияет на дорожный просвет).

Наиболее подходящей конструкцией будет являться одинарная гипоидная главная передача. Она обладает рядом преимуществ: компактность, имеет минимальную массу. Гипоидные главные передачи по своим свойствам являются как бы промежуточными между коническими (с пересекающимися осями) и червячными. Более того, часто удается синтезировать в них почти все положительные качества как червячных, так и конических передач. Главное у гипоидных передач удается получить КПД больше, чем у червячных, а уровень шума меньше, чем у конических. И, немаловажное обстоятельство, для гипоидных передач не требуются дорогие материалы (бронза), особая точность изготовления и чистота поверхностей. Гипоидные передачи обладают большей прочностью по сравнению с круговыми, так как у них при данном диаметре ведомой шестерни диаметр ведущей шестерни получается больше, а угол наклона винтовой линии зуба ведомой шестерни меньше. Относительное скольжение зубьев в гипоидной передаче больше, чем в круговой (спиральной) конической. Скольжение возрастает с увеличением смещения оси ведущей шестерни, когда передача становится похожей на червячную.

С целью увеличения долговечности данной конструкции на основании патента (SU 1326476), будет внедрено следующее улучшение: зубчатый венец будет устанавливаться с натягом на корпус дифференциала, а упорные торцы зубчатого венца и корпуса дифференциала разделены щелевым пространством, кроме того торцы будут покрываться герметиком, в щелевом пространстве установлены амортизационные прокладки из паронита.

Данные улучшения исключают возможность обминания торцов головок болтов или вытяжки резьбы с последующим разбалтыванием и срезанием, особенно в момент трогания и торможения. Соединение с натягом обеспечивает передачу изгибающего момента от осевой силы зубчатого венца относительно оси ведущего моста полностью на поверхность корпуса дифференциала, и не на торец и стяжные элементы. При этом щелевое пространство обеспечивает демпфирующий эффект фланца дифференциала за счет преднатяга стяжных элементов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Анохин В.А. Отечественные автомобили М: Машиностроение,2005;
- 2 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с;
- 3 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с;
- 4 Михайловский Е.В. Серебряков К.Б. Тур Е.Я. Устройство автомобиля М: Машиностроение,2007. с. 243.
- 5 Яскевич. Перевод с польского Коршунова Г.В. Ведущие мосты. М.: Машиностроение, 1985. 595 с;
- 6 Расчет припусков и межпереходных размеров в машиностроении: Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов/ Я.М. Радкевич, В.А. Тимирязев, А.Г. Схиртладзе, М.С. Островский; под ред. В.А. Тимирязева. — М.: Высш. шк., 2004.— 272 с: ил.
- 7 Горбацевич А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. — Минск, "Высшая школа". 2004-288с: ил.
- 8 Чумаченко Ю. Т., Герасименко А. И., Рассанов Б. Б. АВТОСЛЕСАРЬ. Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей, 2006 г. с. 544
- 9 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. — М.: Машиностроение, 1980. — Т.1.— 728 с.
- 10 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. — М.: Машиностроение, 1980. — Т. 2.-559 с.
- 11 Тур Е.Я. Серебряков К.Б. Устройство автомобиля М: Машиностроение 2000. с. 421.
- 12 Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. «Справочник технолога машиностроителя»: Т2; 4-е издание; М., "Машиностроение";1986г.,495с.
- 13 Литвинов А.С, Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов. - М: Машиностроение, 1989. 240 с.
- 14 Г.А. Смирнов. Теория движения колесных машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1990.
- 15 Автомобильный справочник/ В.С.Васильев, М.С.Высоцкий, К.Л.Гаврилов и др. Под общ. ред. В.М.Приходько. - М.: ОАО Издательство «Машиностроение», 2004, 704 с.,ил.