

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой «Проектирование и
эксплуатация автомобилей»
_____ А.В. Бобровский
«02» февраля 2016 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Платонов Владимир Александрович

1. Тема Переднеприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация коробки передач.

2. Срок сдачи студентом законченного проекта «01» июня 2016 г.

3. Исходные данные к дипломному проекту: Снаряжённая масса $m_o = 1070$ кг; число мест $n - 5$; максимальная скорость $V_{max} = 160$ км/ч; $f_k = 0,011$;

$i_{max} = 0,41$;

$A_A = 2,0$ м².

Цель проекта: Модернизация коробки передач с целью увеличения ресурса и снижения себестоимости ремонта в случае выхода из строя шестерен 2,3 и 4 передачи.

4. Содержание дипломного проекта (перечень подлежащих разработке вопросов):

Аннотация

Введение

1. Состояние вопроса

Назначение агрегата или системы

Требования, предъявляемые к конструкции агрегата или системы.

Классификация конструкций агрегата или системы

Обзор и тенденции развития конструкции агрегата или системы.

Выбор и обоснование принятого варианта конструкции (предварительное).

2. Защита интеллектуальной собственности

(предусмотрено/не предусмотрено) Руководитель _____

3. Конструкторская часть

3.1. Тягово-динамический расчет автомобиля

3.2. Выбор компоновочной схемы объекта.

3.3. Кинематические, динамические и др. расчеты.

3.4. Выбор деталей, подлежащих расчету, определение нагрузочных режимов.

3.5. Расчет деталей (на прочность, износостойкость, нагрев и т.п.) и выбор материалов деталей.

3.6. Разработка вспомогательных механизмов (для охлаждения, обогрева, смазки, защиты от загрязнений, сигнализации предельного значения параметра и т.д.).

4. Технологическая /Исследовательская часть: Разработка технологического процесса сборки ведомого вала коробки передач.

5. Анализ экономической эффективности объекта: Определение показателей экономической эффективности от внедрения модернизированной конструкции коробки передач.

6. Безопасность и экологичность технического объекта: Разработка мероприятий по обеспечению безопасности и экологичности технического объекта

Заключение

Список литературы

Приложения: - **Графики тягово-динамического расчета**
- **Спецификации**

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала:

Автомобиль. Общий вид. 1 лист ф. А1

Графики тягово-динамического расчета 1 лист ф. А1

Сборочные чертежи4..... листов формата ... А1...

Детализовка2..... листов формата А1

Технологическая схема сборки разрабатываемого узла 1 лист ф. А1

Показатели экономической эффективности объекта 1 лист ф. А1

6. Консультанты по разделам

Технологическая /Исследовательская часть _____ / Д.Ю. Воронов/

Анализ экономической эффективности объекта _____ /Л.Л. Чумаков/

Безопасность и экологичность технического объекта

_____ /А.Н. Москалюк/

7. Дата выдачи задания «02» февраля 2016 г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

В.М. Скутнев

Задание принял к исполнению

В.А.Платонов

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой «Проектирование
и эксплуатация автомобилей»

(подпись) А.В. Бобровский
(И.О. Фамилия)
«02» февраля 2016г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения дипломного проекта

Студента Платонова Владимира Александровича
по теме Переднеприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация коробки передач

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
1. Состояние вопроса	14.04.2016			
2. Тяговый расчет	14.04.2016			
3. Патентное исследование	20.04.2016			
4. Расчет проектируемого механизма	25.04.2016			
5. Чертежи деталей механизмов и узлов	25.04.2016			
6. Технологическая часть	25.04.2016			
7. Экономическая часть	30.04.2016			
8. Безопасность и экологичность объекта	30.04.2016			
9. Сдача готовых ВКР на предварительную проверку	04.05.2016			
10. Предварительная защита	01.06.2016			

Руководитель дипломного проекта

(подпись)

В.М. Скутнев

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

В.А. Платонов

(И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте на тему «Переднеприводный легковой автомобиль 2-го класса. Модернизация коробки передач» произведена модернизация 5-ти ступенчатой коробки передач ВАЗ-2110. Предлагается заменить неразборный ведущий вал, на сборочную единицу. Вал разделить на две части соединенные шлицевым соединением и установить съемные зубчатые венцы на шестерни 2, 3 и 4 передачи. Сам вал при этом также будет выполняться из другого материала, что позволит нам увеличить ресурс коробки передач в целом.

Проведен анализ конструкции коробок передач, на основании чего выбран проектируемый вариант, который был взят за базу для модернизации.

В конструкторской части проекта выполнен тягово – динамический расчет автомобиля, в котором рассчитаны все основные характеристики автомобиля. Проведен расчет деталей коробки передач.

В экономической части проведен анализ экономической эффективности данной модернизации.

В проекте разработаны технологические процессы сборки ведомого вала коробки передач, мероприятия по промышленной безопасности и экологии технического объекта.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 Состояние вопроса.....	9
1.1 Назначение коробки передач.....	9
1.2 Требования, предъявляемые к коробкам передач	9
1.3 Классификация коробок передач	10
1.4 Обзор конструкции механических коробок передач	12
1.4.1 Двухвальные коробки передач	12
1.4.2 Трехвальные коробки передач.....	15
1.4.3 Многовальные коробки передач.....	18
1.4.4 Конструкции планетарных коробок передач легковых автомобилей	18
1.4.5. Конструкции бесступенчатых коробок передач	19
1.5. Выбор и обоснование принятого варианта конструкции	19
2 Защита интеллектуальной собственности.....	22
3 Конструкторская часть	23
3.1 Тягово-динамический расчёт расчет автомобиля	23
3.1.1 Исходные данные	23
3.1.2 Определение параметров автомобиля.....	23
3.1.3 Определение параметров двигателя.....	25
3.1.4 Определение крутящего момента двигателя.....	26
3.1.5 Определение параметров трансмиссии.....	27
3.1.6 Анализ тягово-скоростных свойств автомобиля	28
3.1.7 Определение динамического фактора	30
3.1.8 Определение ускорения разгона автомобиля.....	31
3.1.9 Определение величины обратной ускорению разгона автомобиля.....	32
3.1.10 Определение времени разгона	32
3.1.11 Определение пути разгона автомобиля	33
3.1.12 Мощностной баланс автомобиля.....	34
3.1.13 Топливоно-экономическая характеристика автомобиля	34
3.2 Выбор компоновочной схемы коробки передач	35
3.3 Конструкторский расчет коробки передач	36
3.3.1 Определение межосевого расстояния	36
3.3.2 Определение модуля зубчатой передачи.....	39
3.3.3 Определение основных параметров шестерен.....	40
3.3.4 Проверка зубьев на контактную прочность	44
3.3.5 Проверка зубьев на изгибную прочность	46
3.3.6 Расчет вторичного вала	47

3.3.7 Расчет подшипника.....	52
3.3.8 Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу.....	54
3.3.9 Проверочный расчёт первичного вала на прочность.....	56
3.3.10 Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу.....	60
3.3.11 Расчет посадок с натягом венцов зубчатых колес.....	61
3.3.12 Расчет шлицевого соединений ведущего вала на смятие.....	63
4 Технологическая часть.....	64
4.1. Анализ исходных данных.....	64
4.2 Расчет такта и ритма сборки.....	64
4.3. Составление технологического маршрута сборки изделия. Определение типа производства и организационной формы сборки.....	66
4.4 Разработка технологических операций сборки.....	70
5 Анализ экономической эффективности объекта.....	74
5.1 Расчет себестоимости проектируемого узла.....	74
5.1.1 Расчет статьи затрат “Сырье и материалы”.....	75
5.1.2 Расчет статьи затрат “Основная заработная плата производственных рабочих”.....	76
5.1.3 Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих».....	77
5.1.4 Расчет статьи затрат «Отчисления в социальные фонды».....	77
5.1.5 Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования».....	77
5.1.6 Расчет статьи затрат «Цеховые расходы».....	77
5.1.7 Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку».....	78
5.1.8 Расчет цеховой себестоимости.....	78
5.1.9 Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы».....	78
5.1.10 Расчет общезаводской себестоимости.....	78
5.1.11 Расчет статьи «Коммерческие расходы».....	79
5.1.12 Расчет полной себестоимости.....	79
5.1.13 Расчет отпускной цены для базового и проектируемого агрегата.....	79
5.1.14 Расчет точки безубыточности проекта.....	80
5.1.15 Определение переменных затрат.....	80
5.1.16 Определение постоянных затрат.....	80
5.1.17 Полная себестоимость годовой программы выпуска изделия.....	81
5.1.18 Расчет маржинального дохода.....	81
5.1.19 Расчет критического объема продаж.....	81
5.1.20 Определение точки безубыточности графическим методом.....	81
5.2 Расчет коммерческой эффективности проекта.....	82
5.2.1 Выручка по годам.....	82

5.2.2	Переменные затраты по годам.....	82
5.2.3	Амортизация	83
5.2.4	Полная себестоимость по годам	83
5.2.5	Налогооблагаемая прибыль по годам	83
5.2.6	Налог на прибыль – 24% от налогооблагаемой прибыли по годам...	83
5.2.7	Прибыль чистая по годам.....	83
5.2.8	Текущий чистый доход.....	83
5.2.9	Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях	84
5.2.10	Индекс доходности	84
5.2.11	Срок окупаемости	84
5.3	Анализ полученных экономических показателей и выводы	85
6	Безопасность и экологичность технического объекта	86
6.1	Влияние изменений в коробке передач на комфорт и экологическую безопасность автомобиля.....	86
6.2	Анализ опасных и вредных производственных факторов при обработке вторичного вала коробки передач.....	87
6.3	Мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных производственных факторов	88
6.4	Требования безопасности, предъявляемые к оборудованию	90
6.5	Обеспечение пожаробезопасности на рабочем месте.....	92
6.6	Обеспечение электробезопасности	94
6.7	Расчёт искусственного освещения.....	94
6.8	Расчет защитного заземления.....	95
6.9	Микроклимат производственной среды и вентиляция	98
6.10	Экологическая экспертиза объекта.....	99
6.11	Защита работающих в чрезвычайных и аварийных ситуациях	101
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	102
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	103
	Приложение А	105
	Приложение Б.....	114
	Приложение В	116
	Приложение Г.....	119

ВВЕДЕНИЕ

Современное автомобилестроение представляет из себя ведущую отрасль машиностроения промышленно развитых стран, влияющую на процессы экономического и социального развития общества. Оно дает импульс развитию других отраслей, стимулирует занятость населения как в производстве автомобильной техники и ее компонентов, так и в обслуживании автомобильного транспорта.

Технический уровень автомобиля в целом определяется надежностью, стабильностью и качеством исполнения всех его узлов, агрегатов, отдельных деталей, компонентов, а также и качеством сборки.

Одним из основных элементов автомобиля является коробка передач. Коробка передач является агрегатом трансмиссии, преобразующим крутящий момент двигателя по величине и направлению и позволяющим водителю выбирать рациональные режимы разгона и установившегося движения транспортного средства в различных дорожных условиях.

Обычно поломки и неисправности в коробке передач возникают именно из за грубого обращения с рычагом переключения передач. Если водитель постоянно переводит рычаг переключения передач из одной передачи в другую быстрым, резким движением, то появляется возможность заплатить не малые деньги за капитальный ремонт коробки передач. Особенно, если выйдет из строя какая – либо из шестерен ведущего вала, которые являются единой деталью с валом, или основная его часть, то неизбежно придется менять всю конструкцию, что не рационально с точки зрения себестоимости ремонта в случае выхода из строя любой из шестерен 1,2, 3 или 4 передачи.

Целью данного дипломного проекта является модернизация коробки передач автомобиля ВАЗ – 2110, а именно предложено заменить неразборный ведущий вал, на сборочную единицу. Вал разделить на две части соединенные шлицевым соединением и установить съемные зубчатые венцы на шестерни 2, 3 и 4 передачи, а так же заменить материал первичного вала.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение коробки передач

Коробка передач специализирована для передачи крутящего момента и частоты вращения, развиваемых коленчатым валом мотора для получения разных тяговых усилий на ведущих колесах при трогании с места и его разгоне, при эксплуатации в спокойном режиме, и для преодоления различных дорожных препятствий. Коробка передач служит для длительного разъединения двигателя и трансмиссии во время стоянки или при движении автомобиля по инерции, а также для движения автомобиля задним ходом.

Коробка передач дает возможность передвигаться с небольшими скоростями, которые не могут быть обеспечены ДВС, коленчатый вал, которого развивает невысокую минимальную частоту вращения.

1.2 Требования, предъявляемые к коробкам передач

К коробкам передач, как указано в работе [1], предъявляются следующие требования:

- Передаточные числа должны обеспечивать необходимые тягово-скоростные и экономические качества автомобиля в заданных условиях (время разгона до заданной скорости должно быть минимальным, шум при разгоне должен быть минимальным);
- Переключение передач должно быть простым и не требовать значительных физических усилий; желательно переключение передач без разрыва в передаче мощности;
- Иметь нейтральное положение для длительного отключения двигателя от трансмиссии на остановках и при движении накатом, а также иметь передачу заднего хода;
- Должна обладать достаточным сроком службы;
- Обеспечение простоты и удобства управления;
- Обеспечение высокого КПД.

Не считая такого, к коробкам передач предъявляют требования, как указано в работе [2], единые для большинства механизмов автомобиля:

- надежность работы;
- простота обслуживания;
- малые габаритные размеры и масса;
- невысокая стоимость.

По мнению авторов работ [1], [3], Ступенчатые коробки передач имеют достаточно высоки КПД, при передаче полной мощности $\eta = 0,96 \dots 0,98$. Ступенчатые коробки передач отличаются простотой конструкции и меньшей стоимостью сопоставляя их с бесступенчатыми. Поэтому они получили обширное применение на автомобилях разных типов.

В согласовании с требованиями обеспечения необходимых динамических и экономических качеств автомобиля определяются диапазон передаточных чисел, число передач и передаточные числа.

Диапазон — это частное от деления передаточных чисел низшей и высшей передач. Чем разнообразнее дорожные условия, в которых будет работать автомобиль, и чем меньше удельная мощность двигателя, тем большим должен быть диапазон его коробки передач.

Диапазон современных коробок передач составляет 3,0...4,5 для легковых автомобилей, 5,0...8,0 для грузовых автомобилей общего назначения и автобусов и 10...20 для автомобилей высокой проходимости и тягачей.

1.3 Классификация коробок передач

По принципу действия коробки передач, по мнению автора работы [2], разделяют: на бесступенчатые (гидромеханические, фрикционные), ступенчатые (механические), а так же комбинированные (электро-механические).

Бесступенчатые коробки передач позволяют никак не изменяя положения дроссельной заслонки, автоматически изменять в заданном диапазоне силу тяги

на ведущих колесах автомобиля. Эти коробки передач имеют сложную конструкцию и повышенную трудоемкость технического обслуживания. Наибольшее распространение среди них получили гидромеханические коробки передач, устанавливаемые преимущественно на отдельных легковых автомобилях и автобусах.

Ступенчатые коробки передач, т.е. механические, представляющие собой зубчатый редуктор, в котором зубчатые колеса могут соединиться в различных сочетаниях, образуя ряд передач с разными передаточными числами.

Ступенчатые коробки передач имеют высокий КПД (0,96-0,98), отличаются простотой конструкции и меньшей стоимостью в сравнении с бесступенчатыми передачами. Поэтому они имеют широкое применение на автомобилях всех типов.

Недостатком ступенчатой коробки передач является ограниченное число передаточных чисел. Увеличение числа передач ведет к увеличению веса, усложнению конструкции и управления коробкой.

Классификация ступенчатой коробки передач, по мнению автора работы [3]:

- с подвижными осями валов (двухвальные, трехвальные, сложные);
- с подвижными осями шестерни (планетарные).

По числу ступеней коробки передач разделяют на 2-х ступенчатые (с гидродинамическим трансформатором), 3-х ступенчатые, 4-х ступенчатые, 5-ти ступенчатые и многоступенчатые.

По числу диапазонов коробки передач разделяют на однодиапазонные (с одним диапазоном передаточных чисел), двухдиапазонные (с двумя диапазонами передаточных чисел).

По способу переключения передач коробки передач разделяют на переключение с разрывом в передаче мощности (переключение скользящими шестернями, зубчатыми муфтами, синхронизаторами), переключение под нагрузкой (переключение торможением элемента планетарного ряда, фрикционными муфтами).

По способу управления коробки передач могут быть с автоматическим, полуавтоматическим, преселекторным, командным и ручным управлением.

По типу шестерен коробки передач делят на шестерни постоянного зацепления (косозубые и шевронные шестерни), скользящие шестерни (прямозубые и косозубые шестерни).

1.4 Обзор конструкции механических коробок передач

На большинстве легковых и грузовых автомобилях, как считает автор [4], ставят ступенчатые коробки передач. Ступенчатые коробки передач могут иметь разное число применяемых валов. Длительное время на автомобилях применялись только трехвальные коробки передач. Крутящий момент от двигателя передается с помощью сцепления на ведущий вал (первичный) коробки передач, на котором имеется шестерня. Параллельно ведущему валу размещен промежуточный вал с набором соединенных с ним шестерен.

Для легковых автомобилей применяются двухвальные и трехвальные коробки передач, имеющие три, четыре или пять ступеней.

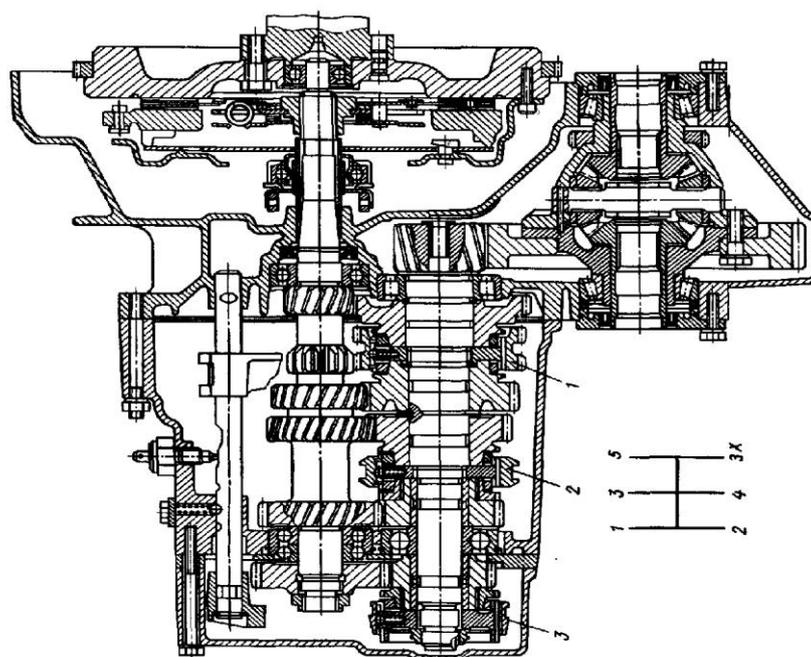
1.4.1 Двухвальные коробки передач

Такие коробки передач авторы работ [1], [4] разделяют, как для переднеприводных и заднеприводных (с задним расположением двигателя) автомобилей. Конструктивно их совмещают в одном блоке с двигателем, сцеплением, главной передачей и дифференциалом.

Пятиступенчатая трехходовая, полностью синхронизированная двухвальная коробка передач легкового автомобиля, устанавливаемая при поперечном расположении двигателя, приведена на рисунке 1.1.

При поперечном расположении коробки передач применяется главная цилиндрическая передача. Шестерня главной передачи, выполненная за одно целое с ведомым валом коробки передач, расположена консольно. К числу важнейших факторов, оказывающих влияние на КПД ступенчатых коробок

передат, относятся правильный выбор кинематической схемы, от которой зависит число пар зубчатых колес, ходящихся в зацеплении при передаче момента, а также частота вращения, передаваемая мощность, эффективность смазочной системы, точность изготовления зубчатых колес и деталей картера. Наибольшее распространение получили трех - и двухвальные коробки передач.



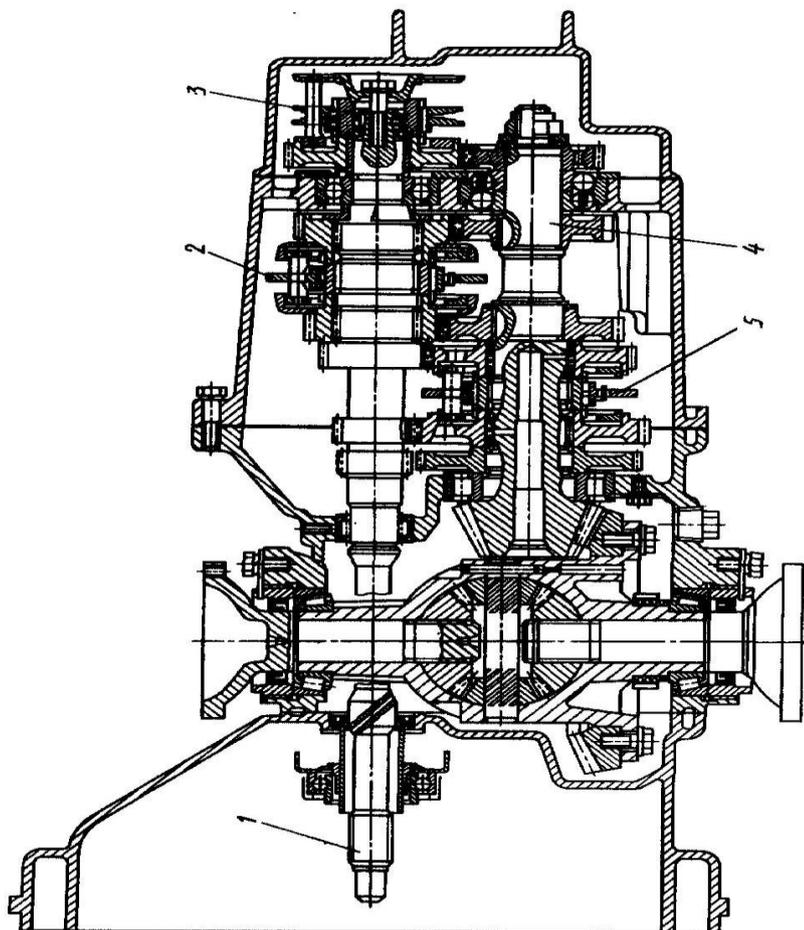
1- синхронизатор первой и второй передач; 2 - синхронизатор третьей и четвертой передач; 3 - синхронизатор пятой передачи.

Рисунок 1.1 - Двухвальная пятиступенчатая коробка передач
(поперечное расположение)

Конструкция двухвальной пятиступенчатой коробки передач при переднем продольном расположении двигателя приведена на рисунке 1.2. В данном случае два синхронизатора размещены на ведущем валу 1 и один на ведомом 4.

Одним из важных преимуществ таких коробок передач являются удобство компоновки, а также простота конструкции трансмиссии при заднем расположении двигателя переднеприводной и полноприводной конструкциях автомобилей.

Переднеприводная конструкция получает все большее распространение вследствие компактности силового агрегата, лучшей управляемости и возможности снижения массы автомобиля на 6...10 %.



1 - ведущий вал; 2 - синхронизатор третьей и четвертой передач; 3 - синхронизатор пятой передачи; 4 - ведомый вал; 5 - синхронизатор первой и второй передач

Рисунок 1.2 - Двухвальная коробка передач
(продольное расположение)

Положение синхронизатора на валах дает возможность достаточно уменьшить длину коробки передач. В продольном расположении двигателя применяется коническая или главная гипоидная передача. Управление коробкой передач непосредственное. При заднем расположении двигателя и коробки (продольно) управление коробкой — дистанционное.

Крутящий момент на двухвальных коробках передач передается с помощью пары зубчатых колес. Передаточное число пары должно не превышать предела, близкого к 4, так как дальнейшее увеличение передаточного отношения приводит к увеличению размеров коробки и повышению уровня шума. Передаточное число наивысшей передачи в данных коробках, не делают равным единице, число зубьев сопрягаемых зубчатых колес отличается на 1..2, что дает возможность обеспечить отличную прирабатываемость. В некоторых конструкциях высшая передача — повышающая. Первостепенные достоинства двухвальных коробок передач: малый вес, простота конструкции, высокий КПД на промежуточных передачах.

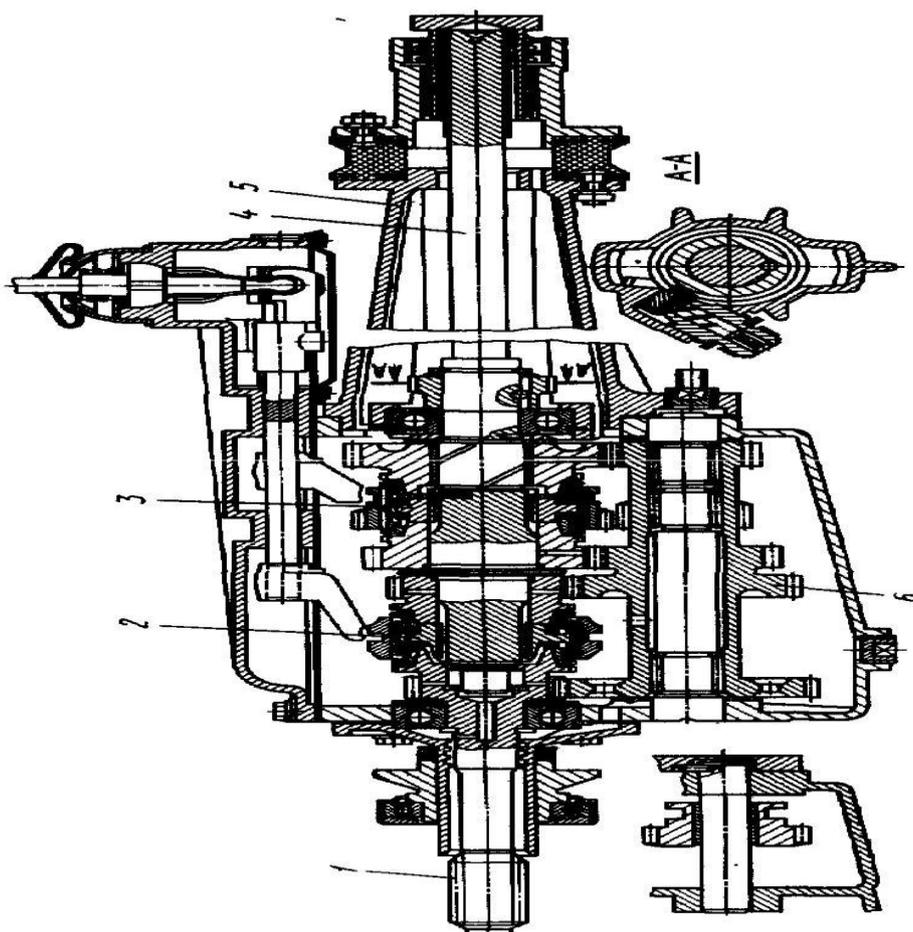
1.4.2 Трехвальные коробки передач

При числе ступеней обычно не более шести управление коробкой может осуществляться при помощи одного рычага. Характерной особенностью трехвальной коробки передач является наличие прямой передачи, на которой автомобиль движется большую часть общего пробега. На прямой передаче трехвальная коробка имеет более высокий КПД, нежели двухвальная, работает менее шумно, так как в этом случае имеют место только гидравлические потери. На остальных передачах трехвальной коробки в зацеплении пребывают две пары зубчатых колес, в то время как у двухвальных — одна. Это определяет более низкий КПД. Для дальнейшего увеличения передаточного числа требуется применение многовальных коробок.

Конструкция трехвальной четырехступенчатой коробки передач легкового автомобиля ГАЗ-3102 показана на рисунке 1.3. Все зубчатые колеса передач переднего хода — косозубые и находятся в постоянном зацеплении. Включение передач происходит при помощи двух синхронизаторов. Зубчатые колеса передачи заднего хода прямозубые. Активация передачи заднего хода осуществляется с помощью перемещения промежуточного зубчатого колеса, которое входит в зацепление с зубчатым колесом заднего хода на промежуточном вале и зубчатым венцом, нарезанным на муфте

синхронизатора. Все зубчатые колеса промежуточного вала выполнены в одном блоке. Блок вращается на роликовых подшипниках, установленных на закрепленной в картере оси. Такая конструкция промежуточного вала характерна для всех коробок передач автомобилей ГАЗ, технология ее производства весьма простая, но при этом несколько усложняется ремонт.

Удлиненный ведомый вал размещен в картере удлинителя и имеет дополнительную опору во фланце удлинителя в виде сталебаббитового подшипника, на который опирается через скользящую втулку карданного шарнира. При таком решении уменьшается длина карданного вала, но картер удлинителя, как резонатор может служить причиной повышенного уровня шума коробки передач.

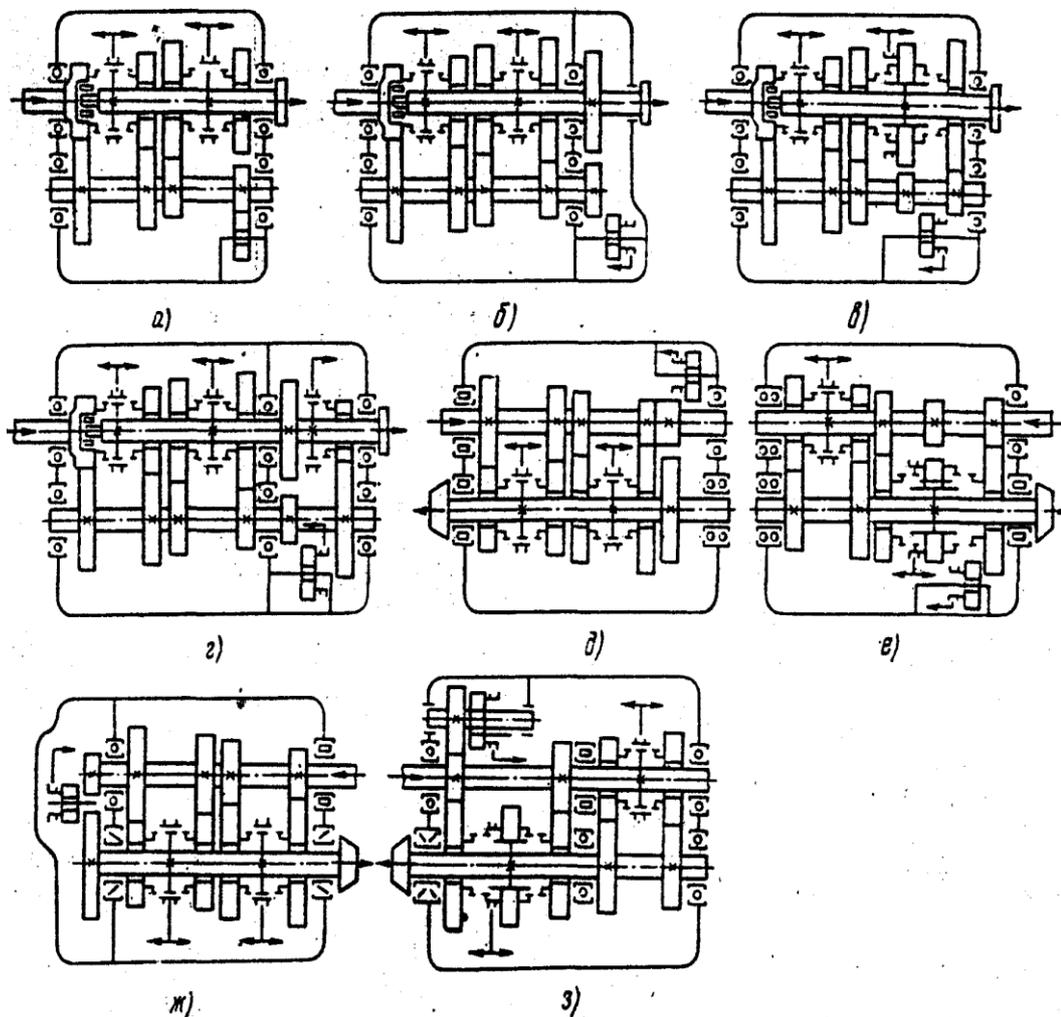


- 1 - ведущий вал; 2 - синхронизатор третьей и четвертой передач;
3 - синхронизатор первой и второй передач; 4 - ведомый вал,
5 - удлинитель; 6 - блок зубчатых колес, промежуточного вала

Рисунок 1.3 - Трехвальная коробка передач автомобиля ГАЗ-3102

На Рисунке 1.4 приведены схемы двухвальных коробок передач, на основании которых можно определить конструктивные особенности разных коробок передач. Как и в трехвальных коробках передач, шестерни первой передачи и заднего хода расположены вблизи опор. Для повышения жесткости валов передача заднего хода вынесена в дополнительный корпус, а валы коробки передач имеют дополнительные опоры, которые обуславливают меньший износ зубьев зубчатых колес и снижение уровня шума.

В ряде конструкций двухвальных коробок передач синхронизаторы одновременно установлены как на первичном, так и на вторичном валу, что дает возможность несколько сократить длину коробки передач.



(а...г) – трёхвальных;

(д...з) – двухвальных

Рисунок 1.4 - Схемы коробок передач легковых автомобилей

Источник: Русанов М. А. Коробки Передач. Ч., 2005 С. 24

1.4.3 Многовальные коробки передач

Многовальные коробки передач используются при большом числе передач и представляют собой 4-ех... 6-ти ступенчатую трехвальную коробку передач с совмещенным редуктором. Редуктор может быть повышающим или понижающим. Повышающий редуктор (мультипликатор или делитель) устанавливают перед коробкой передач, его назначение уменьшить разрыв между передаточными числами соседних передач (уплотнить ряд), немного увеличивая диапазон передач. В большинстве случаев делитель увеличивает диапазон на 20...25 %; он имеет обычно две передачи — прямую и повышающую, что позволяет увеличить число передач в 2 раза.

1.4.4 Конструкции планетарных коробок передач легковых автомобилей

В сравнении с вальными планетарные коробки передач имеют следующие преимущества:

- несколько выше КПД, так как часть мощности передается переносным движением без потерь;
- при тех же диаметрах шестерен можно получить большее передаточных число;
- валы и подшипники центральных шестерен и водила не воспринимает центральных нагрузок от сил, действующих в зацеплении;
- переключение передач производится фрикционными и тормозами, что облегчает автоматизацию процесса переключения и допускает переключение без разрыва в передаче мощности.

Планетарные коробки передач сложнее и дороже в изготовлении. Для них характерно наличие трубчатых соосных валов, сложных в изготовлении многодисковых фрикционов и тормозов, занимающих много места и увеличивающих габариты коробки. Подшипники сателлитов нагружены значительными центробежными силами. С увеличением числа передач сложность конструкции значительно возрастает. Кроме потерь на трение в

зубьях, подшипниках и сальниках в планетарных коробках имеют место потери на трение в выключенных тормозах и фрикционах, которые в многоступенчатых коробках могут заметно снизить КПД. Смазка планетарных коробок осуществляется под давлением. Это исключает потери на перебалтывание масла.

Многоступенчатые планетарные коробки передач имеют ограниченное применение. Двухступенчатые и трехступенчатые коробки применяются в гидромеханических передачах. Такая передача состоит из гидротрансформатора и дополнительной ступенчатой коробки с автоматическим или полуавтоматическим управлением.

1.4.5. Конструкции бесступенчатых коробок передач легковых автомобилей

Гидромеханические коробки передач предназначены для автоматического непрерывного изменения крутящего момента на выходном валу в зависимости от нагрузки. Эту функцию в основном выполняет гидротрансформатор. Гидротрансформатор имеет небольшой коэффициент трансформации, поэтому применяется совместно с механическими коробками передач, что и определило название таких коробок. В состав гидромеханических коробок передач входят комплексный или блокируемый гидротрансформатор и ступенчатая автоматическая или неавтоматическая коробка передач и устройство ее управления, которые могут быть гидравлическим, электрогидравлическим или электропневматическим.

1.5. Выбор и обоснование принятого варианта конструкции

Для разработки модернизации коробки передач в данном дипломном проекте за базу выбираем двухвальную пятиступенчатую коробку ВА3-2110

рисунок 1.5. В настоящее время данная коробка передач устанавливалась на серийные автомобили семейств ВАЗ-2170, ВАЗ-2108, ВАЗ-2114 и ВАЗ-2115.

Все передачи переднего хода включаются с помощью синхронизаторов, отвечающих за безударное включение шестерни. Для уменьшения шума при работе, повышения плавности сцепления, увеличения долговечности – шестерни переднего хода цилиндрические косозубые, шестерня заднего хода цилиндрическая прямозубая. В данной коробке передач шестерни размещены таким образом, что ближе к двигателю находится пара шестерен первой передачи, второй передачи, затем третьей передачи и так далее. Это позволило рационально разместить механизм переключения, уменьшив при этом размеры его деталей. Удалось также рационально разместить шестерню заднего хода, установив ее на короткой, консольно закрепленной оси.

Управление коробкой передач производится продольными и поперечными перемещениями рукоятки рычага переключения передач, установленного на полу кузова между передними сидениями и соединенного подвижной тягой с коробкой передач. Выбранная конструкция механизма обеспечивает включение любой передачи в любой последовательности путем перемещения вилок, закрепленных на скользящих штоках.

Рабочие поверхности валов и шестерен подвергнуты закалке до высокой твердости, что позволяет обеспечить небольшое трение, малый износ и необходимую долговечность поверхностей трения.

В данном дипломном проекте предлагается заменить неразборный ведущий вал, на сборочную единицу. Вал разделить на две части соединенные шлицевым соединением. И установить съемные зубчатые венцы на шестерни 2, 3 и 4 передачи. Сам вал при этом также будет выполняться из другого материала, что позволит нам увеличить ресурс коробки передач в целом.

Необходимость модернизации конструкции коробки передач возникает в связи с невозможностью ремонта ведущего вала, в результате выхода из строя шестерен, которые соединены с валом в единую деталь и при каких - либо повреждениях основной части вала. Такие повреждения предполагают полную

замену на исправную литую деталь, что не дает возможности ремонта, замены отдельных частей вала. Это не рационально с точки зрения себестоимости ремонта.

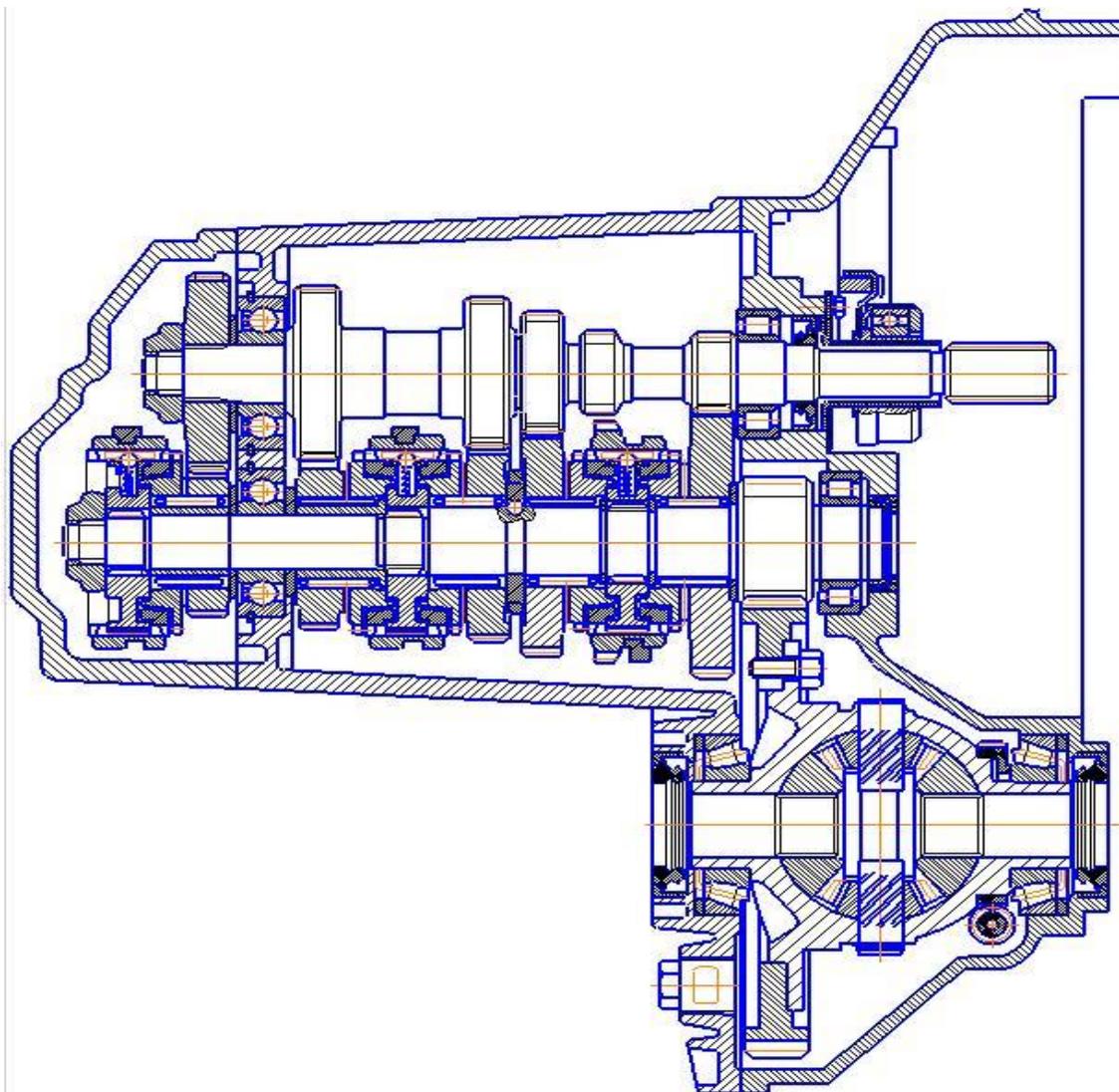


Рисунок 1.5 - Двухвальная пятиступенчатая коробка передач ВАЗ-2110

2 Защита интеллектуальной собственности

Не предусмотрена заданием на выполнение дипломного проекта.

3 Конструкторская часть

3.1 Тягово-динамический расчёт автомобиля

3.1.1 Исходные данные

Тип автомобиля – Переднеприводный легковой автомобиль 2 класса.

Число мест, $n_m = 5$.

Снаряжённая масса автомобиля, $m_o = 1070$ кг.

Масса одного пассажира, $m_{п} = 75$ кг.

Масса багажа, $m_b = 10$ кг.

Максимальная скорость движения, $V_{max} = 160$ км/ч или $V_{max} = 44,4$ /с.

Коэффициент сопротивления дороги, на которой достигается максимальная скорость, $f_k = 0,41$.

Максимальный коэффициент сопротивления дороги, $i_{max} = 0,011$.

Лобовая площадь, $A_a = 2,0$ м².

Коэффициент полезного действия трансмиссии, $\eta_{TP} = 0,92$.

Момент инерции вращающихся частей двигателя – 0,09.

Момент инерции колеса – 0,7.

Коэффициент обтекаемости кузова -0,45.

При проведении тягово-динамического расчета автомобиля использовались учебные пособия [5].

3.1.2 Определение параметров автомобиля

а) определение полной массы автомобиля:

$$m_a = m_o + (m_{п} + m_b) \cdot n_m \quad (3.1)$$

$$m_a = 1070 + (75 + 10) \cdot 5 = 1495 \text{ кг}$$

Определение массы, приходящейся на задние колеса:

$$m_1 = m_a \cdot K_1 \quad (3.2)$$

$$m_2 = m_a \cdot k_2, \quad (3.3)$$

где m_1 и m_2 - массы на передней и задней осях;

k_1 и k_2 - коэффициенты, $k_1 = 0,55$ и $k_2 = 0,45$.

$m_1 = 1495 \cdot 0,55 = 822,25$ кг; $m_2 = 1495 \cdot 0,45 = 677,75$ кг.

Определение нагрузки на колеса:

$$F_{k1} = m_1 g / 2 \quad (3.4)$$

$$F_{k2} = m_2 g / 2 \quad (3.5)$$

$$F_{k1} = 822,25 \times 9,81 / 2 = 4033 \text{ Н}$$

$$F_{k2} = 677,75 \cdot 9,81 / 2 = 3330 \text{ Н}$$

б) выбор шин:

Так как автомобиль 2 класса, то выбираем широкопрофильные шины 185/70 R13.

Где d – посадочный диаметр в дюймах, $d = 13''$.

$1'' = 25,4$ мм.

B – ширина шины, $B = 0,175$ м.

H – высота шины, $H = 70 \cdot 0,175 = 0,123$ м.

в) Определение статического радиуса колеса:

$$r_{ст} = 0,5d \cdot 25,4 + 0,8 \cdot H \quad (3.6)$$

$$r_{ст} = 0,5 \cdot 15 \cdot 0,0254 + 0,8 \cdot 0,13 = 264 \text{ мм} = 0,264 \text{ м.}$$

г) Определение КПД трансмиссии:

$$\eta_{т} = 0,98^k \cdot 0,97^e \cdot 0,98^m \quad (3.7)$$

3.1.3 Определение параметров двигателя

а) Определение мощности двигателя при максимальной скорости:

$$N_V = \frac{N_{\Psi_V} + N_B}{\eta_T \cdot 1000} \text{ (кВт)} \quad (3.8)$$

$$N_V = \frac{m_a g \Psi_V V_{\max} + k_B A_a V_{\max}^3}{\eta_T \cdot 1000}, \quad (3.9)$$

где N_V - мощность двигателя при максимальной скорости;

k_B - фактор обтекаемости, для легковых автомобилей принимаем $k_B = 0,3$ Н·с²/м⁴;

A_a - лобовая площадь, для автомобиля 2 класса принимаем $A_a = 2,0$ м²;

η_T - КПД трансмиссии; $\eta_T = 0,92$;

$\Psi_V = f_v = f_k(1 + V^2/2000) = 0,011(1 + 44,4^2/2000) = 0,022$ - коэффициент сопротивления качению при максимальной скорости движения.

$$N_V = \frac{m_a g \Psi_V V_{\max} + k_B A_a V_{\max}^3}{\eta_T \cdot 1000} = 70,93 \text{ кВт.}$$

б) Определение максимальной мощности двигателя:

$$Ne^{\max} = \frac{N_V}{a \frac{\omega_V}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_V}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_V}{\omega_N} \right)^3}, \quad (3.10)$$

где Ne^{\max} - максимальная мощность двигателя;

a, b, c - коэффициенты, зависящие от типа двигателя;

$a = b = c = 1$, т.к. двигатель карбюраторного типа;

ω_V - угловая скорость при максимальной скорости;

ω_N - угловая скорость при максимальной мощности.

$$Ne^{\max} = \frac{N_V}{a \frac{\omega_V}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_V}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_V}{\omega_N} \right)^3} = \frac{70,93}{1,11 + (1,11)^2 - (1,11)^3} = 72,79 \text{ кВт}$$

в) Определение текущих значений мощности

$$Ne = Ne^{\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (3.11)$$

где ω_e - угловое ускорение (изменяется от ω_{\min} до ω_V);

ω_{\min} - угловое ускорение.

$n_N = 5646$ об/мин;

$n_{\min} = 800$ об/мин.

$$\omega_N = \frac{\pi n_N}{30}; \quad \omega_N = 586 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_V = 1,11 \omega_N = 656,5 \text{ с}^{-1}.$$

Результаты расчетов N_e заносим в таблицу 3.1

3.1.4 Определение крутящего момента двигателя

$$M_e = 1000 \frac{Ne}{\omega_e}, \quad \text{Н} \cdot \text{м} \quad (3.12)$$

Результаты расчетов M_e заносим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 - Результаты расчетов

n , об/мин	800	1894	2989	4083	5178	6272
ω_e , с^{-1}	83,7	198,26	312,82	427,38	541,94	656,5
N_e кВт	11,56	29,86	48,13	63,18	71,83	70,9
M_e Нм	138,11	150,61	153,86	147,83	132,54	108,00

С помощью данной таблицы строим график внешней скоростной характеристики двигателя, приведенный на рисунке А.1 в Приложении А.

3.1.5 Определение параметров трансмиссии

а) Определение передаточного отношения главной передачи:

$$V_{\max} = \frac{\omega_V \cdot r_K}{U_{ГЛ} \cdot U_K^B}; \quad (3.13)$$

$$U_{ГЛ} = \frac{\omega_V \cdot r_K}{V_{\max} \cdot U_K^B}, \quad (3.14)$$

где $U_{ГЛ}$ - передаточное отношение главной передачи;

r_K - радиус качения, $r_K = r_{CT} = r_D$;

U_K^B - передаточное отношение коробки высшее, передача на которой достигается максимальная скорость;

$$U_K^B = U_{K5} = 0,78.$$

$$U_{ГЛ} = \frac{\omega_V \cdot r_K}{V_{\max} \cdot U_K^B} = 5$$

б) Определение передаточных чисел:

Максимальная тяговая сила на I передаче должна быть больше максимальной силы по дорожному сопротивлению и меньше предельной силы по сцеплению.

$$U_{K1} \geq \frac{m_a g \Psi_{\max} r_d}{Me_{\max} U_{ГЛ} \eta_T} \geq \frac{1495 \cdot 9.81 \cdot 0.432 \cdot 0.264}{153,86 \cdot 5 \cdot 0.92} \geq 2,363, \quad (3.15)$$

$$U_{K1} \leq \frac{k_Z m_a g \varphi r_d}{Me_{\max} U_{ГЛ} \eta_T} \geq \frac{8066 \cdot 0.9 \cdot 0.264}{153,86 \cdot 0.92 \cdot 5} \leq 2,708, \quad (3.16)$$

где $\Psi_{\max} = i_{\max} + f_k = 0,301$ - максимальный коэффициент сопротивления дороги;

Me_{\max} - максимальный крутящий момент двигателя (по таблице 3.1);

$\varphi=0,9$ –коэффициент сцепления;

$k_z=0,5$ – коэффициент нагрузки на ведущие колеса.

Значения передаточных чисел коробки передач ВАЗ-2110 приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Значения передаточных чисел коробки передач

U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_0
3,63	1,95	1,36	0,94	0,78	3,90

3.1.6 Анализ тягово-скоростных свойств автомобиля

а) Определение скорости на соответствующей передаче:

$$V_{a1} = \frac{\omega_e r_k}{U_{k1} U_{гл}} \quad (3.17)$$

Результаты расчетов V_a заносим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3

n, об/мин	Скорость на передаче, м/с:				
	I	II	III	IV	V
800	1,22	2,27	3,25	4,7	5,67
1894	2,88	5,37	7,7	11,14	13,42
2989	4,54	8,47	12,14	17,57	21,18
4083	6,21	11,57	16,59	24,01	28,93
5178	7,87	14,67	21,04	30,44	36,69
6272	9,53	17,78	25,49	36,88	44,44

б) Определение тяговой силы:

$$P_{K1} = \frac{MeU_{K1}U_{\bar{A}\bar{E}}\eta_T}{r_{\bar{A}}} \quad (3.18)$$

$$P_{K2} = \frac{MeU_{K2}U_{гл}\eta_T}{r_D} \quad (3.19)$$

$$P_{K3} = \frac{MeU_{K3}U_{ГЛ}\eta_T}{r_D} \quad (3.20)$$

$$P_{K4} = \frac{MeU_{K4}U_{ГЛ}\eta_T}{r_D} \quad (3.21)$$

$$P_{K5} = \frac{MeU_{K5}U_{ГЛ}\eta_T}{r_D} \quad (3.22)$$

Результаты расчетов заносим в таблицу 3.4.

Таблица 3.4

n, об/мин	Тяговая сила на ведущих колесах на передаче F_k , Н					Силы сопротивления на 5 передаче, Н		
	I	II	III	IV	V	P_B	P_D	P_Σ
800	8749,90	4692,60	3272,79	2262,07	1877,04	18,71	163,92	182,63
1894	9541,83	5117,32	3569,00	2466,81	2046,93	104,79	175,85	280,64
2989	9747,73	5227,74	3646,02	2520,04	2091,10	261,01	197,51	458,52
4083	9365,70	5022,86	3503,12	2421,28	2009,14	486,98	228,84	715,82
5599	8397,01	4503,35	3140,80	2170,84	1801,34	783,26	269,91	1053,2
6272	6842,29	3669,55	2559,27	1768,91	1467,82	1149,1	320,63	1469,7

Полученные значения силы тяги на ведущих колесах вносим в таблицу 3.4 и по ним строим график тягового баланса, приведенный на рисунке А.2 в Приложении А.

в) Определение сил сопротивления

Определение силы аэродинамического сопротивления:

$$P_{B1} = k_B A_a V_{a1}^2; \quad (3.23)$$

$$P_{B2} = k_B A_a V_{a2}^2; \quad (3.24)$$

$$P_{B3} = k_B A_a V_{a3}^2; \quad (3.25)$$

$$P_{B4} = k_B A_a V_{a4}^2. \quad (3.26)$$

$$P_{B5} = k_B A_a V_{a5}^2. \quad (3.27)$$

г) Определение силы дорожного сопротивления:

$$P_{\psi} = g m_a \psi_{V4} = 1495 \times 9,81 \psi_V \quad (3.28)$$

д) Определение совместной силы сопротивления движению:

$$P = P_B + P_{\psi} ; \quad (3.29)$$

$$P_B = k_B A_a V_a^2 . \quad (3.30)$$

Результаты расчетов P_B , P_{ψ} и $P_B + P_{\psi}$ заносим в таблицу 3.5.

Таблица 3.5

I		II		III		IV		V	
V, м/с	P_B	V, м/с	P_B	V, м/с	P_B	V, м/с	P_B	V, м/с	P_B
1,22	0,87	2,27	3,00	3,25	6,15	4,70	12,85	5,67	18,71
2,88	4,83	5,37	16,78	7,70	34,50	11,14	72,21	13,42	104,79
4,54	11,99	8,47	41,74	12,14	85,75	17,57	179,62	21,18	261,01
6,21	22,44	11,57	77,89	16,59	160,14	24,01	335,42	28,93	486,98
7,87	36,04	14,67	125,22	21,04	257,57	30,44	539,14	36,69	783,26
9,53	52,84	17,78	183,94	25,49	378,05	36,88	791,39	44,44	1149,10

3.1.7 Определение динамического фактора

$$D_1 = \frac{P_{K1} - P_{B1}}{m_a g} , \text{H}; \quad (3.31)$$

$$D_2 = \frac{P_{K2} - P_{B2}}{m_a g} ; \quad (3.32)$$

$$D_3 = \frac{P_{K3} - P_{B3}}{m_a g} ; \quad (3.33)$$

$$D_4 = \frac{P_{K4} - P_{B4}}{m_a g} . \quad (3.34)$$

$$D_5 = \frac{P_{K5} - P_{B5}}{m_a g} . \quad (3.35)$$

Коэффициент сопротивления качению в зависимости от скорости определяем по формуле $f_v = f_k(1 + V^2/2000)$.

Таблица 3.6

n, об/мин	Динамический фактор D на передачах:					f _v				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	IV
800	0,5966	0,3198	0,2227	0,1534	0,1267	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011
1894	0,6503	0,3478	0,2410	0,1633	0,1324	0,011	0,011	0,011	0,012	0,012
2989	0,6638	0,3536	0,2428	0,1596	0,1248	0,011	0,011	0,012	0,013	0,013
4083	0,6371	0,3372	0,2279	0,1422	0,1038	0,011	0,012	0,013	0,014	0,016
5178	0,5701	0,2985	0,1966	0,1113	0,0694	0,011	0,012	0,013	0,016	0,018
6272	0,4629	0,2377	0,1487	0,0667	0,0217	0,011	0,013	0,015	0,018	0,022

Полученные данные заносим в таблицу 3.6 и по ним строим график зависимости динамического фактора от скорости, приведенный на рисунке А.3 в Приложении А.

3.1.8 Определение ускорения разгона автомобиля

$$J_{a1} = \frac{D_1 - \psi_v}{\delta_{j1}} g, \text{ м/с}^2; \quad (3.36)$$

$$J_{a3} = \frac{D_3 - \psi_v}{\delta_{j3}} g; \quad (3.37)$$

$$J_{a4} = \frac{D_4 - \psi_v}{\delta_{j4}} g; \quad (3.38)$$

$$J_{a5} = \frac{D_5 - \psi_v}{\delta_{j5}} g, \quad (3.39)$$

где δ_j - коэффициент, учитывающий влияние вращения колес.

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \quad (3.40)$$

$$\delta_{j1} = 1,569;$$

$$\delta_{j2} = 1,24$$

$$\delta_{j3} = 1,142;$$

$$\delta_{j4} = 1,08;$$

$$\delta_{j5} = 1,06;$$

Результаты расчетов j_a заносим в таблицу 3.7.

3.1.9 Определение величины обратной ускорению разгона автомобиля

Рассчитываем значения $1/J_a$ и заносим в таблицу 3.7.

Таблица 3.7

n, об/ми н	Ускорение на передаче, м/с ²					Величина, обратная ускорению на передаче, с ² /м:				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
800	3,66	2,44	1,92	1,29	1,05	0,27	0,41	0,52	0,78	0,95
1894	4,00	2,66	1,97	1,30	1,03	0,25	0,38	0,51	0,77	0,97
2989	4,08	2,71	1,98	1,26	0,96	0,25	0,37	0,51	0,79	1,04
4083	3,91	2,57	1,85	1,10	0,76	0,26	0,39	0,54	0,91	1,32
5599	3,49	2,27	1,57	0,82	0,44	0,29	0,44	0,64	1,22	2,27
6272	2,82	1,78	1,15	0,41	0,00	0,35	0,56	0,87	2,44	-

С помощью таблицы 3.7 строим графики ускорение автомобиля и график обратных ускорений приведенные на рисунках А.4 и А.5 в Приложении А.

3.1.10 Определение времени разгона

При расчете используем данные таблицы 3.6. Время разгона от V_{min} до скорости V_I определяем по формуле:

$$t_p = 0,5(1/ja^1 + 1/ja^{11})(V_I - V_{min}) \quad (3.41)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.8.

Таблица 3.8

Диапазон скорости, м/с	Время t_p , с
0 - 0	0
0 - 6,62	1,35
0 - 12,03	2,65
0 - 17,43	4,00
0 - 22,83	5,92
0 - 28,23	7,86
0 - 33,64	10,59
0 - 39,04	14,78
0 - 44,44	23,28

С помощью таблицы 3.8 строим график времени разгона автомобиля до заданной скорости приведенный на рисунке А.6 в Приложении А.

3.1.11 Определение пути разгона автомобиля

Путь разгона определяем с помощью таблицы 3.7. Так путь разгона автомобиля от скорости V_{min} до скорости V_I определяем по формуле:

$$S_p = 0,5(t_p^I + t_p^{II})(V_I - V_{min}) \quad (3.42)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.9.

Таблица 3.9

Диапазон скорости, м/с	Путь S_p , м
0 - 0	0
0 - 6,62	9,64
0 - 12,03	36,78
0 - 17,43	79,64
0 - 22,83	138,22
0 - 28,23	212,54
0 - 33,64	302,57
0 - 39,04	408,33
0 - 44,44	529,82

С помощью таблицы 3.9 строим график зависимости пути разгона от скорости приведенный на рисунке А.7 в Приложении А.

3.1.12 Мощностной баланс автомобиля

Мощность на колесах автомобиля:

$$N_{\kappa} = N_e \cdot \eta_T, \text{ кВт}; \quad (3.43)$$

$$N_{\psi_V} = m_a \cdot g \cdot \psi_V, \text{ Вт}; \quad (3.44)$$

$$N_B = k_g \cdot A_a \cdot V_a^3, \text{ Вт}; \quad (3.45)$$

$$(N_{\psi_V} + N_B) / 1000 \cdot \eta_T, \text{ кВт}. \quad (3.46)$$

Результаты расчетов мощности сводим в таблицу 3.10.

Таблица 3.10

$V, \text{ м/с}$	5,67	13,42	21,18	28,93	36,69	44,44
$N_e, \text{ кВт}$	11,56	29,86	48,13	63,18	71,83	70,90
$N_T, \text{ кВт}$	10,64	27,47	44,28	58,13	66,08	65,23
$N_B, \text{ кВт}$	0,11	1,41	5,53	14,09	28,74	51,07
$N_D, \text{ кВт}$	0,93	2,36	4,18	6,62	9,90	14,25
$N_B + N_D$	1,04	3,77	9,71	20,71	38,64	65,31
$(N_B + N_D) / N_T$	0,10	0,14	0,22	0,36	0,58	1,00

С помощью таблицы 3.10 строим график мощностного баланса автомобиля приведенный на рисунке А.8 в Приложении А.

3.1.13 Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Путевой расход топлива определяем по формуле:

$$q_{\Pi} = \frac{k_{СК} * k_{И} * (P_D + P_B) * g_{e\min} * 1.1}{36000 * \rho_T * \eta_{TP}}, \text{ л/100 км}, \quad (3.47)$$

где $k_{СК}$ - коэффициент, учитывающий изменение удельного эффективного расхода топлива в зависимости от ω_e ;

k_H - коэффициент, учитывающий изменение расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя;

$g_{emin} = 340 \text{ г/кВт*ч}$ – удельный эффективный расход топлива;

$\rho_T = 0,72 \text{ кг/л}$ - плотность топлива.

Рассчитанное значение путевого расхода топлива заносим в таблицу 3.11.

Таблица 3.11

$V, \text{ м/с}$	13,42	21,18	28,93	36,69	44,44
ω_e / ω_N	0,34	0,53	0,72	0,92	1,11
$k_{СК}$	1,05	0,84	0,87	0,97	1,10
I	0,14	0,22	0,36	0,58	1,00
k_H	2,60	2,20	1,60	1,20	1,00
$q_{п}$	10,60	11,73	13,79	16,96	22,37

По данным таблицы 3.11 строим топливно-экономическую характеристику автомобиля строим график приведенный на рисунке А.9 в Приложении А.

3.2 Выбор компоновочной схемы коробки передач

Поскольку темой данного проекта является модернизация коробки передач переднеприводного легкового автомобиля, за базовый вариант принята КП автомобиля ВАЗ-2110.

Подвергшаяся модернизации коробка передач автомобиля ВАЗ-2110 следующего типа: механическая, 5-ти ступенчатая, двухвальная, с параллельным неподвижным расположением осей ведущего и ведомого валов. Ведущий вал выполнен в виде блока шестерен, находящихся в постоянном зацеплении с шестернями ведомого вала на всех передачах переднего хода. На ведомом валу расположены шестерни и синхронизаторы передач переднего хода.

Все шестерни передних передач цилиндрические, косозубые, с эвольвентным зацеплением. Изменения затрагивают только шестерни второй, третьей и четвертой передачи на ведущем валу. Поскольку проведено

изменение с установкой съемных венцов на шестерни 2, 3 и 4 передачи, разделение вала на две части и был заменен материал первичного вала, изменение их геометрических размеров не потребовалось.

Передние подшипники валов радиальные роликовые, промежуточные и задние подшипники - радиальные шариковые. Коробка передач представляет собой единый агрегат с межколесным дифференциалом и главной передачей. Дифференциал конический, двухсателлитный. В главной передаче применена цилиндрическая зубчатая пара с косым расположением зубьев. Привод коробкой передач имеет рычага переключения с шаровой опорой, соединенный тягой, штоком выбора передач с механизмом выбора и переключения передач. Задняя крышка картера коробки передач отлита под давлением из алюминиевого сплава и снаружи оребрена для увеличения жесткости.

3.3 Конструкторский расчет коробки передач

3.3.1 Определение межосевого расстояния

$$a_{\omega} = \frac{U + 1}{2} \cdot \sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot Z_{\mu})^2 \cdot \frac{2 \cdot M_P \cdot K_H \cdot (U + 1)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_d} \cdot \frac{1}{U}}, \quad (3.48)$$

где U – передаточное число высшей передачи;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по формуле:

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}} = \sqrt{\frac{0,8572}{0,342 \cdot 0,9397}} = 1,633, \quad (3.49)$$

где β – угол наклона зуба, $\beta = 31^{\circ}$;

α – делительный угол профиля в торцевом сечении, $\alpha = 20^{\circ}$.

Z_{ε} – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определяется по формуле:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{k_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot 1,6}} = 0,811, \quad (3.50)$$

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия, $\varepsilon_{\alpha} = 1,6$;

k_{ε} – коэффициент учитывающий изменение суммарной длины контактной линии, $k_{\varepsilon} = 0,95$.

Z_{μ} – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, определяется по формуле:

$$Z_{\mu} = \sqrt{\frac{E}{\pi \cdot (1 - \mu^2)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{3,1416 \cdot (1 - 0,3^2)}} = 271,03, \quad (3.51)$$

где E – приведенный модуль упругости, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$;

M_p – расчетный крутящий момент.

K_H – коэффициент нагрузки, определяется по формуле:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1 \cdot 1,06 \cdot 1,25 \cdot 1,16 = 1,537, \quad (3.52)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,

$K_A = 1$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределение нагрузки между зубьями, $K_{H\alpha} = 1,06$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба, $K_{H\beta} = 1,25$;

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, $K_{H\nu} = 1,16$.

ψ_d – коэффициент ширины зуба, $\psi_d = 0,15$.

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение сжатия.

$$[\sigma_H] = [\sigma_{HO}] \cdot \sqrt[3]{\frac{N_O}{N_\Sigma}} = 1311 \cdot \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 10^7}{3,33 \cdot 10^{10}}} = 200,99 \quad (3.53)$$

где $[\sigma_{HO}]$ - допускаемое напряжение, $[\sigma_{HO}] = 23 \cdot H_{HRC} = 23 \cdot 57 = 1311 \text{ МПа}$;

N_O - базовое число циклов, $N_O = 12 \cdot 10^7$ циклов;

N_Σ - эквивалентное число циклов нагружения.

$$N_\Sigma = 60 \cdot T_s \cdot n_p \cdot k_{ПН} = 60 \cdot 19,4 \cdot 10^4 \cdot 2863,5 \cdot 1 = 3,33 \cdot 10^{10} \quad , \quad (3.54)$$

где T_s - время работы на соответствующей передаче.

$$T_s = \gamma_s \cdot \frac{L_{KP}}{V_{CP}} = 25 \cdot \frac{200000}{25,8} = 19,4 \cdot 10^4 \quad (3.55)$$

где γ_s - относительный пробег на данной передаче, $\gamma_s = 25$;

L_{KP} - ресурсный пробег автомобиля, $L_{KP} = 200000$;

V_{CP} - средняя эксплуатационная скорость, $V_{CP} = 0,6 \cdot V_{\max} = 0,6 \cdot 44,4 = 26,64 \text{ м/с}$;

n_p - частота вращения кол. вала, $n_p = 0,5 \cdot n_N = 0,5 \cdot 5727 = 2863,5 \text{ об/мин}$;

$k_{ПН}$ - коэффициент пробега, $k_{ПН} = 1$.

$$a_\omega = 1 \cdot \sqrt[3]{(1,633 \cdot 0,811 \cdot 271,03)^2 \cdot \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 1,537}{200,99^2 \cdot 0,15} \cdot 2} = 25,5 \text{ мм}$$

$$a_\omega = k_a \sqrt[3]{M_e^{\max} U_1}; \quad (3.56)$$

где k_a - имперический коэффициент; $k_a = [8,9 \dots 9,3]$;

M_e^{\max} - максимальный момент на КВ двигателя;

U_1 - передаточное отношение первой передачи;

$$a_w = 8,9 \sqrt[3]{153,86 \cdot 3,64} = 73,36 \text{ мм} ;$$

Принимаем $a_\omega = 80 \text{ мм}$.

3.3.2 Определение модуля зубчатой передачи

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{\max}^e \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_F \cdot \cos \beta}{[\sigma_F] \cdot \psi_m \cdot z_1}}, \quad (3.57)$$

где Y_F - коэффициент формы зуба установленный по эквивалентному числу зубьев, $Y_F = 3,74$;

Y_β - коэффициент учитывающий изменения плеча действия нагрузки по линии контакта: $Y_\beta = 1 - \frac{31}{140} = 0,778$;

K_F - коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,01 \cdot 1,08 \cdot 1,1 = 1,2, \quad (3.58)$$

где K_A - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, $K_A = 1$;

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha} = 1,01$;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,08$;

K_{Fv} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса, $K_{Fv} = 1,1$;

ψ_m - коэффициент ширины зуба, $\psi_m = 8$.

$$[\sigma_F] = [\sigma_{rd}] \cdot \sqrt[9]{\frac{N_o}{N_9}} = 300 \cdot \sqrt[9]{\frac{12 \cdot 10^7}{3,33 \cdot 10^{10}}} = 160,56 \text{ МПа} \quad (3.59)$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 153,86 \cdot 3,64 \cdot 0,778 \cdot 1,2 \cdot 0,857}{160,56 \cdot 7 \cdot 11}} = 0,435 \quad (3.60)$$

Принимаем: $m = 2,25$ для 1-ой, $m = 2$ для 2-ой, $m = 1,75$ для 3–5 передачи.

3.3.3 Определение основных параметров шестерен

а) 1-я передача, $U = 3,636$, $m_n = 2,25$, $\beta = 26^\circ$

Суммарное число зубьев:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,898}{2,25} = 64 \quad (3.61)$$

Число зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$Z_{uu}^{eu} = \frac{Z_c}{1+U} = \frac{64}{1+3,636} = 14 \quad Z_{uu}^{em} = 64 - 14 = 50 \quad (3.62)$$

Диаметры ведущей и ведомой шестерни:

$$d_{uu}^{eu} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{eu}}{\cos 26^\circ} = \frac{2,25 \cdot 14}{0,898} = 35,077 \text{ мм} \quad d_{uu}^{em} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{em}}{\cos 26^\circ} = \frac{2,25 \cdot 50}{0,898} = 124,923 \text{ мм} \quad (3.63)$$

Диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$d_a^{eu} = d_{uu}^{eu} + 2 \cdot m = 35,077 + 2 \cdot 2,25 = 39,577 \text{ мм} \quad (3.64)$$

$$d_a^{em} = d_{uu}^{em} + 2 \cdot m = 124,923 + 2 \cdot 2,25 = 129,423 \text{ мм} \quad (3.65)$$

Диаметры впадин ведущей и ведомой шестерни:

$$d_f^{eu} = d_{uu}^{eu} - 2,5 \cdot m = 35,077 - 2,5 \cdot 2,25 = 29,452 \text{ мм} \quad (3.66)$$

$$d_f^{em} = d_{uu}^{em} - 2,5 \cdot m = 124,923 - 2,5 \cdot 2,25 = 119,298 \text{ мм}$$

Ширина ведущей и ведомой шестерни:

$$b_{uu}^{6M} = (0,17 \dots 0,25) \cdot a_{\omega} = 17,25 \text{ мм}$$

b_{uu}^{6u} принимаем 18,63 мм

б) 2-я передача, $U = 1,95$, $m_n = 2$, $\beta = 29^\circ$

Суммарное число зубьев:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,874}{2} = 70 \quad (3.67)$$

Число зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$Z_{uu}^{6u} = \frac{Z_c}{1+U} = \frac{70}{1+1,95} = 24 \quad Z_{uu}^{6M} = 70 - 24 = 46 \quad (3.68)$$

Диаметры ведущей и ведомой шестерни:

$$d_{uu}^{6u} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{6u}}{\cos 26^\circ} = \frac{2 \cdot 24}{0,874} = 54,74 \text{ мм} \quad d_{uu}^{6M} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{6M}}{\cos 26^\circ} = \frac{2 \cdot 46}{0,874} = 105,26 \text{ мм} \quad (3.69)$$

Диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$d_a^{6u} = d_{uu}^{6u} + 2 \cdot m = 54,92 + 2 \cdot 2 = 58,92 \text{ мм} \quad (3.70)$$

$$d_a^{6M} = d_{uu}^{6M} + 2 \cdot m = 105,26 + 2 \cdot 2 = 109,26 \text{ мм} \quad (3.71)$$

Диаметры впадин ведущей и ведомой шестерни:

$$d_f^{6u} = d_{uu}^{6u} - 2,5 \cdot m = 54,92 - 2,5 \cdot 2 = 49,92 \text{ мм} \quad (3.72)$$

$$d_f^{6M} = d_{uu}^{6M} - 2,5 \cdot m = 105,26 - 2,5 \cdot 2 = 100,26 \text{ мм} \quad (3.73)$$

Ширина ведущей и ведомой шестерни:

$$b_{uu}^{6M} = (0,17 \dots 0,25) \cdot a_{\omega} = 16,62 \text{ мм}$$

$$b_{\phi}^{\hat{u}} = 17,73 \text{ мм}$$

в) 3-я передача, $U = 1,357$, $m_n = 1,75$, $\beta = 30^\circ$

Суммарное число зубьев:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,866}{1,75} = 79 \quad (3.74)$$

Число зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$Z_{uu}^{6u} = \frac{Z_c}{1+U} = \frac{79}{1+1,357} = 34, \quad Z_{uu}^{6M} = 79 - 34 = 45 \quad (3.75)$$

Диаметры ведущей и ведомой шестерни:

$$d_{uu}^{6u} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{6u}}{\cos 26^\circ} = \frac{1,75 \cdot 34}{0,866} = 69,06 \text{ мм}, \quad d_{uu}^{6M} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{6M}}{\cos 26^\circ} = \frac{1,75 \cdot 45}{0,866} = 90,94 \text{ мм} \quad (3.76)$$

Диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$d_a^{6u} = d_{uu}^{6u} + 2 \cdot m = 69,06 + 2 \cdot 1,75 = 72,56 \text{ мм} \quad (3.77)$$

$$d_a^{6M} = d_{uu}^{6M} + 2 \cdot m = 90,94 + 2 \cdot 1,75 = 94,44 \text{ мм} \quad (3.78)$$

Диаметры впадин ведущей и ведомой шестерни:

$$d_f^{6u} = d_{uu}^{6u} - 2,5 \cdot m = 69,06 - 2,5 \cdot 1,75 = 65,56 \text{ мм} \quad (3.79)$$

$$d_f^{6M} = d_{uu}^{6M} - 2,5 \cdot m = 90,94 - 2,5 \cdot 1,75 = 87,44 \text{ мм} \quad (3.80)$$

Ширина ведущей и ведомой шестерни:

$$b_{uu}^{6M} = (0,17 \dots 0,25) \cdot a_\omega = 16,95 \text{ мм}$$

b_{uu}^{6u} принимаем 18,75 мм

г) 4-я передача, $U = 0,94$, $m_n = 1,75$, $\beta = 31^\circ$

Суммарное число зубьев:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,857}{1,75} = 78 \quad (3.81)$$

Число зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$Z_{u1}^{вц} = \frac{Z_c}{1+U} = \frac{78}{1+0,94} = 39, \quad Z_{u2}^{вм} = 78 - 39 = 39 \quad (3.82)$$

Диаметры ведущей и ведомой шестерни:

$$d_{u1}^{вц} = d_{u2}^{вм} = \frac{m_n \cdot Z_{u1}^{вц}}{\cos 26^\circ} = \frac{1,75 \cdot 39}{0,857} = 80 \text{ мм} \quad (3.83)$$

Диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$d_a^{вц} = d_{u1}^{вц} + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 1,75 = 83,5 \text{ мм} \quad (3.84)$$

Диаметры впадин ведущей и ведомой шестерни:

$$d_f^{вц} = d_{u1}^{вц} - 2,5 \cdot m = 80 - 2,5 \cdot 1,75 = 76,5 \text{ мм} \quad (3.85)$$

Ширина ведущей и ведомой шестерни:

$$b_{u1}^{вм} = (0,17 \dots 0,25) \cdot a_\omega = 16,23 \text{ мм}. \quad b_{u2}^{вц} \text{ принимаем } 19,23 \text{ мм}$$

$$\text{д) 5-я передача, } U = 0,78, \quad m_n = 1,75, \quad \beta = 32^\circ$$

Суммарное число зубьев:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 0,848}{1,75} = 77 \quad (3.86)$$

Число зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$Z_{uu}^{6u} = \frac{Z_c}{1+U} = \frac{77}{1+0,78} = 44, \quad Z_{uu}^{6M} = 77 - 44 = 33 \quad (3.87)$$

Диаметры ведущей и ведомой шестерни:

$$d_{uu}^{6u} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{6u}}{\cos 32^\circ} = \frac{1,75 \cdot 44}{0,848} = 91,9 \text{ мм}, \quad d_{uu}^{6M} = \frac{m_n \cdot Z_{uu}^{6M}}{\cos 32^\circ} = \frac{1,75 \cdot 33}{0,848} = 68,1 \text{ мм} \quad (3.88)$$

Диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой шестерни:

$$d_a^{6u} = d_{uu}^{6u} + 2 \cdot m = 91,9 + 2 \cdot 1,75 = 95,4 \text{ мм} \quad (3.90)$$

$$d_a^{6M} = d_{uu}^{6M} + 2 \cdot m = 68,1 + 2 \cdot 1,75 = 71,6 \text{ мм} \quad (3.91)$$

Диаметры впадин ведущей и ведомой шестерни:

$$d_f^{6u} = d_{uu}^{6u} - 2,5 \cdot m = 91,9 - 2,5 \cdot 1,75 = 88,4 \text{ мм} \quad (3.92)$$

$$d_f^{6M} = d_{uu}^{6M} - 2,5 \cdot m = 68,1 - 2,5 \cdot 1,75 = 64,6 \text{ мм} \quad (3.93)$$

Ширина ведущей и ведомой шестерни:

$$b_{uu}^{6M} = (0,17 \dots 0,25) \cdot a_\omega = 16,3 \text{ мм}$$

$$b_{uu}^{6u} \text{ принимаем } 17,25 \text{ мм}$$

3.3.4 Проверка зубьев на контактную прочность

Основное условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

а) Расчет контактных напряжений:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{\text{вых}} \cdot (U_{\kappa 4} + 1)^3}{b_{uu}^{6u} \cdot U_{\kappa 4}^2}} = \frac{270}{80} \sqrt{\frac{1,537 \cdot 144,62 \cdot 10^3 \cdot (0,94 + 1)^3}{18 \cdot 0,94^2}} = 1151,11 \text{ МПа}, \quad (3.94)$$

где $M_{\text{вблх}}$ - максимальный крутящий момент на вторичном валу (IV передача);

$$M_{\text{вблх}} = M_{\text{max}}^e \cdot U_{k4} = 153,86 \cdot 0,94 = 144,62 \text{ Нм}.$$

б) Расчет допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (3.95)$$

где $\sigma_{H \text{ limb}}$ - предел контактной выносливости;

K_{HL} - коэффициент долговечности, $K_{HL} = 1,8$;

Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, $Z_R = 0,95$;

Z_V - коэффициент, учитывающий окружную скорость зубчатых колес, $Z_V = 1$;

S_H - коэффициент безопасности, $S_H = 1,2$.

Материал зубчатых колес: 12Х2Н4А.

Термообработка: цементация.

Твердость поверхности зубьев: ведущей шестерни 60 HRC, ведомой 57 HRC.

$$\sigma_{H \text{ limb}}^{\text{вц}} = 23 \cdot \text{HRC} = 23 \cdot 63 = 1380 \text{ МПа} \quad (3.96)$$

$$\sigma_{H \text{ limb}}^{\text{вм}} = 23 \cdot \text{HRC} = 23 \cdot 61 = 1311 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]^{\text{вц}} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1,8 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1966,5 \text{ МПа} \quad (3.97)$$

$$[\sigma_H]^{\text{вм}} = \frac{1311}{1,2} \cdot 1,8 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1868,175 \text{ МПа} \quad (3.98)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]^{\text{вц}} + [\sigma_H]^{\text{вм}}) = 0,45 \cdot (1966,5 + 1868,175) = 1725,604 \text{ МПа} \quad (3.99)$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

$$1151,11 \text{ МПа} \leq 1725,604 \text{ МПа}$$

Условие контактной прочности выполняется.

3.3.5 Проверка зубьев на изгибную прочность

Основное условие $\sigma_F \leq [\sigma_F]$

а) Расчет изгибных напряжений:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_F}{b_{\text{изг}} \cdot m_n}, \quad (3.100)$$

где F_t - окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}^e \cdot U_{k4}}{d_{\text{изг}}} = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 10^3 \cdot 0,94}{80} = 4257,35 \text{ H} \quad (3.101)$$

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot 4257,35 \cdot 3,74}{18 \cdot 1,75} = 606,57 \text{ МПа} \quad (3.102)$$

б) Расчет допускаемых изгибных напряжений:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.103)$$

где $\sigma_{F \text{ limb}}$ - предел выносливости зубьев при изгибе соответствующей базовому числу циклов напряжений, $\sigma_{F \text{ limb}} = 3100 \text{ МПа}$;

S_F - коэффициент безопасности, $S_F = 1,55$;

Y_S - коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, $Y_S = 1,025$;

Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба, $Y_R = 1$.

$$[\sigma_F] = \frac{3100}{1,55} \cdot 1,025 \cdot 1 = 2050 \text{ МПа} \quad (3.104)$$

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

$$606,57 \text{ МПа} \leq 2050 \text{ МПа}$$

Условие изгибной выносливости выполняется.

3.3.6 Расчет вторичного вала

а) Расчет сил, действующих на вал.

На вал действуют следующие силы:

F_t - окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_e^{\max} \cdot U}{d_{u}^{\text{эм}}} \quad (3.105)$$

F_r - радиальная сила:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_e^{\max} \cdot U \cdot \text{tg} \alpha}{d_{u}^{\text{эм}} \cdot \cos \beta} = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (3.106)$$

F_a - осевая сила:

$$F_a = \frac{2 \cdot M_e^{\max} \cdot U \cdot \text{tg} \beta}{d_{u}^{\text{эм}}} = F_t \cdot \text{tg} \beta \quad (3.107)$$

1-я передача, $U = 3,636$, $\beta = 26^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{u}^{\text{эм}} = 124,923 \text{ мм}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 10^3 \cdot 3,636}{124,923} = 9913,13 \text{ Н} \quad (3.108)$$

$$F_r = 9913,13 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 26^\circ} = 4014,36 \text{ Н} \quad (3.109)$$

$$F_a = 9913,13 \cdot \text{tg} 26^\circ = 4834,96 \text{ Н} \quad (3.110)$$

2-я передача, $U = 1,95$, $\beta = 29^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{6M} = 105,26 \text{ мм}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 10^3 \cdot 1,95}{105,26} = 6309,58 \text{ H} \quad (3.111)$$

$$F_r = 6309,58 \cdot \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 29^\circ} = 2625,71 \text{ H} \quad (3.112)$$

$$F_a = 6309,58 \cdot \text{tg } 29^\circ = 3497,46 \text{ H} \quad (3.113)$$

3-я передача, $U = 1,357$, $\beta = 30^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{6M} = 90,94 \text{ мм}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 10^3 \cdot 1,357}{90,94} = 5082,23 \text{ H} \quad (3.114)$$

$$F_r = 5082,23 \cdot \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 2135,94 \text{ H} \quad (3.115)$$

$$F_a = 5082,23 \cdot \text{tg } 30^\circ = 2934,23 \text{ H} \quad (3.116)$$

4-я передача, $U = 0,94$, $\beta = 31^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{6M} = 80 \text{ мм}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 10^3 \cdot 0,94}{80} = 4257,35 \text{ H} \quad (3.117)$$

$$F_r = 4257,35 \cdot \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 31^\circ} = 1807,7 \text{ H} \quad (3.118)$$

$$F_a = 4257,35 \cdot \text{tg } 31^\circ = 2558,07 \text{ H} \quad (3.119)$$

5-я передача, $U = 0,78$, $\beta = 32^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{uu}^{6M} = 68,1 \text{ мм}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 10^3 \cdot 0,78}{68,1} = 3750,96 \text{ H} \quad (3.120)$$

$$F_r = 3750,96 \cdot \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 32^\circ} = 1609,85 \text{ H} \quad (3.121)$$

$$F_a = 3750,96 \cdot \operatorname{tg} 32^\circ = 2343,85 \text{ H} \quad (3.122)$$

б) Расчет реакций опор.

На рисунке 3.1 приведена расчетная схема вторичного вала.

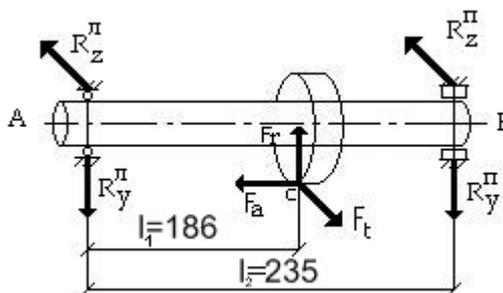


Рисунок 3.1 – Схема вторичного вала

$$\begin{aligned} \sum M_A^y &= 0 & R_y^{\text{II}} \cdot l_2 - F_r \cdot l_1 + F_a \cdot \frac{d_u}{2} &= 0 \\ \sum M_B^y &= 0 & -R_y^{\text{II}} \cdot l_2 + F_r \cdot (l_2 - l_1) + F_a \cdot \frac{d_u}{2} &= 0 \\ \sum M_A^z &= 0 & R_z^{\text{II}} \cdot l_2 - F_t \cdot l_1 &= 0 \\ \sum M_B^z &= 0 & R_z^{\text{II}} \cdot l_2 - F_t \cdot (l_2 - l_1) &= 0 \end{aligned}$$

$$R_y^{\text{II}} = \frac{F_r \cdot (l_2 - l_1) + F_a \cdot \frac{d_u}{2}}{l_2} = 0 \quad (3.123)$$

$$R_y^{\text{II}} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_a \cdot \frac{d_u}{2}}{l_2} = 0 \quad (3.124)$$

$$R_z^{\text{II}} = \frac{F_t \cdot (l_2 - l_1)}{l_2} = 0 \quad (3.125)$$

$$R_z^{\text{II}} = \frac{F_t \cdot l_1}{l_2} = 0 \quad (3.126)$$

$$R_{\Sigma} = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (3.127)$$

Рассчитаем реакции опор для I передачи:

$$R_y^{\text{I}} = \frac{4014,36 \cdot (235 - 186) + 4834,96 \cdot \frac{124,923}{2}}{235} = 2122,14 \text{ H} \quad (3.128)$$

$$R_y^{\text{II}} = \frac{4014,36 \cdot 186 - 4834,96 \cdot \frac{124,923}{2}}{235} = 1892,22 \text{ H} \quad (3.129)$$

$$R_z^{\text{I}} = \frac{9913,13 \cdot (235 - 186)}{235} = 2066,99 \text{ H} \quad (3.130)$$

$$R_z^{\text{II}} = \frac{9913,13 \cdot 186}{235} = 7846,14 \quad (3.131)$$

$$R_{\Sigma}^{\text{I}} = \sqrt{2122,14^2 + 2066,99^2} = 2962,42 \text{ H} \quad (3.132)$$

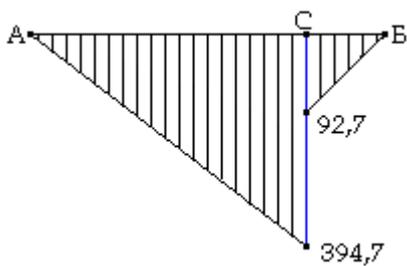
$$R_{\Sigma}^{\text{II}} = \sqrt{1892,22^2 + 7846,14^2} = 8071,08 \text{ H} \quad (3.133)$$

Построим эпюры изгибающих и крутящих моментов вторичного вала (I передача):

$$M_A^y = M_B^y = 0 \text{ КН} \cdot \text{м} \quad (3.134)$$

$$M_C^{y^{\text{I}}} = -R_y^{\text{I}} \cdot l_1 = -2122,14 \cdot 10^{-3} \cdot 186 = 394,7 \text{ КН} \cdot \text{м} \quad (3.135)$$

$$M_C^{y\Pi} = -R_y^{\Pi} \cdot (l_2 - l_1) = -1892,22 \cdot 10^{-3} \cdot 49 = 92,7 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.136)$$

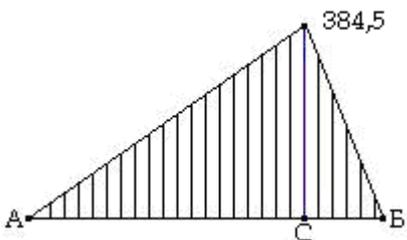


$M_y, \text{кН} \cdot \text{м}$

$$M_A^z = M_B^z = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_C^{z.I} = R_z^I \cdot l_1 = 2066,99 \cdot 10^{-3} \cdot 186 = 384,5 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.137)$$

$$M_C^{z.II} = R_z^{II} \cdot (l_2 - l_1) = 7846,14 \cdot 10^{-3} \cdot 49 = 384,5 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.138)$$



$M_z, \text{кН} \cdot \text{м}$

$$M_{e_{\max}} = 170,294 \text{ Н} \cdot \text{м}$$



$M_{kp}, \text{кН} \cdot \text{м}$

в) Расчет вала на прочность.

Из эпюр можно определить запас прочности вал:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{PP}}, \quad (3.139)$$

где σ_T - предел текучести, $\sigma_T = 1080 \text{ МПа}$;

$\sigma_{\text{ИР}}$ - приведенное напряжение в опасном сечении.

$$\sigma_{\text{ИР}} = \frac{M_{\text{ИР}}}{W_K}, \quad (3.140)$$

где $M_{\text{ИР}}$ - приведенный момент в опасном сечении.

$$M_{\text{ИР}} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2 + M_{\text{кр}}^2} \quad (3.141)$$

W_K - момент сопротивления изгибу.

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (3.142)$$

Основное условие $n_T \geq [n_T]$,

где $[n_T]$ - допустимый минимальный запас прочности, $[n_T] = 3$.

$$M_{\text{ИР}} = \sqrt{394,7^2 + 384,5^2 + 170,294^2} = 576 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (3.143)$$

$$W_K = \frac{3,14 \cdot 32^3}{32} = 3215 \text{ мм}^3 = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (3.144)$$

$$\sigma_{\text{ИР}} = \frac{576 \cdot 10^3}{3,2 \cdot 10^{-3}} = 180 \text{ МПа} \quad (3.145)$$

$$n_T = \frac{1080}{180} = 6 \quad (3.146)$$

$6 > 3$

Из расчетов видно, что условие прочности выполняется.

3.3.7 Расчет подшипника

Для расчета выбираем роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами легкой серии 2210 с динамической грузоподъемностью $C = 28,6 \text{ кН}$.

Расчет будем вести по второй передаче, так как именно на ней возникает максимальный крутящий момент.

а) Проверка подшипника на долговечность:

$$L_h = \frac{S}{V_a^{cp}}, \quad (3.147)$$

где S - пробег автомобиля до капитального ремонта, $S = 150000 \text{ км}$;

V_a^{cp} - средняя скорость автомобиля.

$$V_a^{cp} = 0,6 \cdot V_{\max} = 0,6 \cdot 155 = 93 \text{ км/ч} \quad (3.148)$$

$$L_h = \frac{150000}{93} = 1612,9 \text{ ч} \quad (3.149)$$

б) Эквивалентная нагрузка:

$$P = X \cdot V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_T, \quad (3.150)$$

где X - коэффициент радиальной нагрузки, $X = 1$;

V - коэффициент, учитывающий вращение колец подшипника, $V = 1$;

K_B - коэффициент безопасности, $K_B = 1$;

K_T - коэффициент температуры, $K_T = 1$;

F_r - радиальная сила на II передаче, $F_r = 2625,71 \text{ Н}$.

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 2625,71 \cdot 1 \cdot 1 = 2625,71 \text{ Н}$$

г) Расчетная безопасность:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\rho, \quad (3.151)$$

где ρ - степенной показатель, $\rho = 3,3$.

$$L = \left(\frac{28,6 \cdot 10^3}{2625,71} \right)^{3,3} = 2645 \text{ млн.об.} \quad (3.152)$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2}, \quad (3.153)$$

где n_2 - расчетное число оборотов на II передаче.

$$n_2 = \frac{n_M}{U_2} = \frac{3000}{1,95} = 1538 \text{ мин}^{-1} \quad (3.154)$$

$$L_h = \frac{2645 \cdot 10^6}{60 \cdot 1538} = 28662,7 \text{ ч} \quad (3.155)$$

L_h - соответствует ресурсу коробки передач.

3.3.8 Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу

Исходные данные для расчёта

Максимальный крутящий момент двигателя $T_E = 153,86 \text{ Нм} = 153860 \text{ Нмм}$.

Передаточное число низшей передачи - $u = 3,64$.

Длина шлиц на валу- $b_1 = 13 \text{ мм}$.

Длина шлиц на ступице синхронизатора- $b_2 = 16 \text{ мм}$.

Рабочая ширина шлиц- $l = 13 \text{ мм}$.

Модуль- $m = 1,0583$ мм.

Число зубьев: $z = 33$.

Материал вторичного вала – Сталь 20ХГНМ, термообработка – нитроцементация, закалка и низкий отпуск.

Твердость поверхности ≥ 58 HRC.

Материал ступицы синхронизатора – металлокерамика.

Твердость поверхности ≥ 300 HV 0,5.

Расчет шлиц на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{T_E \cdot u}{y \cdot F \cdot l \cdot r_{CP}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.156)$$

где y – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев, $y = 0,8$;

F – площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1 мм длины шлицевого соединения, мм².

Для эвольвентных шлиц:

$$F = 0,8 \cdot m \cdot z, \quad (3.157)$$

$$F = 0,8 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 27,9 \text{ мм}^2.$$

r_{CP} – радиус закругления, мм:

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot m \cdot z, \quad (3.158)$$

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 17,463 \text{ мм}.$$

$[\sigma_{CM}]$ – допустимое напряжение смятия, Н/мм²; $[\sigma_{CM}] = 137$ Н/мм².

$$\sigma_{Ni} = \frac{153860 \cdot 3,64}{0,8 \cdot 27,9 \cdot 13 \cdot 17,463} = 110,5 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.159)$$

$$\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}]$$

Условие прочности шлицевого соединения смятию выполнено.

3.3.9 Проверочный расчёт первичного вала на прочность

Прочность валов коробки передач проверяют при совместном действии изгиба и кручения. При этом в выполненных конструкциях коробок передач на низших передачах вал должен удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_{рез} \leq 400 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{рез}$ - результирующее напряжение от действия кручения и изгиба.

$$\sigma_{рез} = \frac{M_{рез}}{W_{изг}} = \frac{32 \cdot M_{рез}}{\pi \cdot d_g^3}, \quad (3.160)$$

где $M_{рез}$ - результирующий момент, d_g - диаметр вала.

$$M_{рез} = \sqrt{M_G^2 + M_B^2 + T_{КР}^2}, \quad (3.161)$$

где M_G - момент в горизонтальной плоскости;

M_B - момент в вертикальной плоскости;

$T_{КР}$ - крутящий момент.

Исходные условия для расчёта:

Максимальный крутящий момент двигателя $T_E = 153,86 \text{ Нм}$;

Передаточное число низшей передачи $u = 3,64$;

Диаметр рассчитываемой шестерни $d_\omega = 28,76 \text{ мм}$;

Угол наклона зуба $\beta_\omega = 26^\circ$; угол профиля зуба $\alpha_\omega = 20^\circ$.

Силы, действующие в зубчатом зацеплении:

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_E \cdot u}{d_\omega} = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 3,64}{0,02876} = 35691 \text{ Н}; \quad (3.162)$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{2 \cdot T_E \cdot u \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega}{d_\omega \cdot \cos \beta_\omega} = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 3,64 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{0,02876 \cdot \cos 26^\circ} = 14453 \text{ Н}; \quad (3.163)$$

Осевая сила:

$$F_a = \frac{2 \cdot T_E \cdot u \cdot \operatorname{tg} \beta_\omega}{d_\omega} = \frac{2 \cdot 153,86 \cdot 3,64 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ}{0,02876} = 17408 \text{ Н}. \quad (3.164)$$

а) Определение моментов в горизонтальной плоскости проведено с помощью рисунка 3.2.

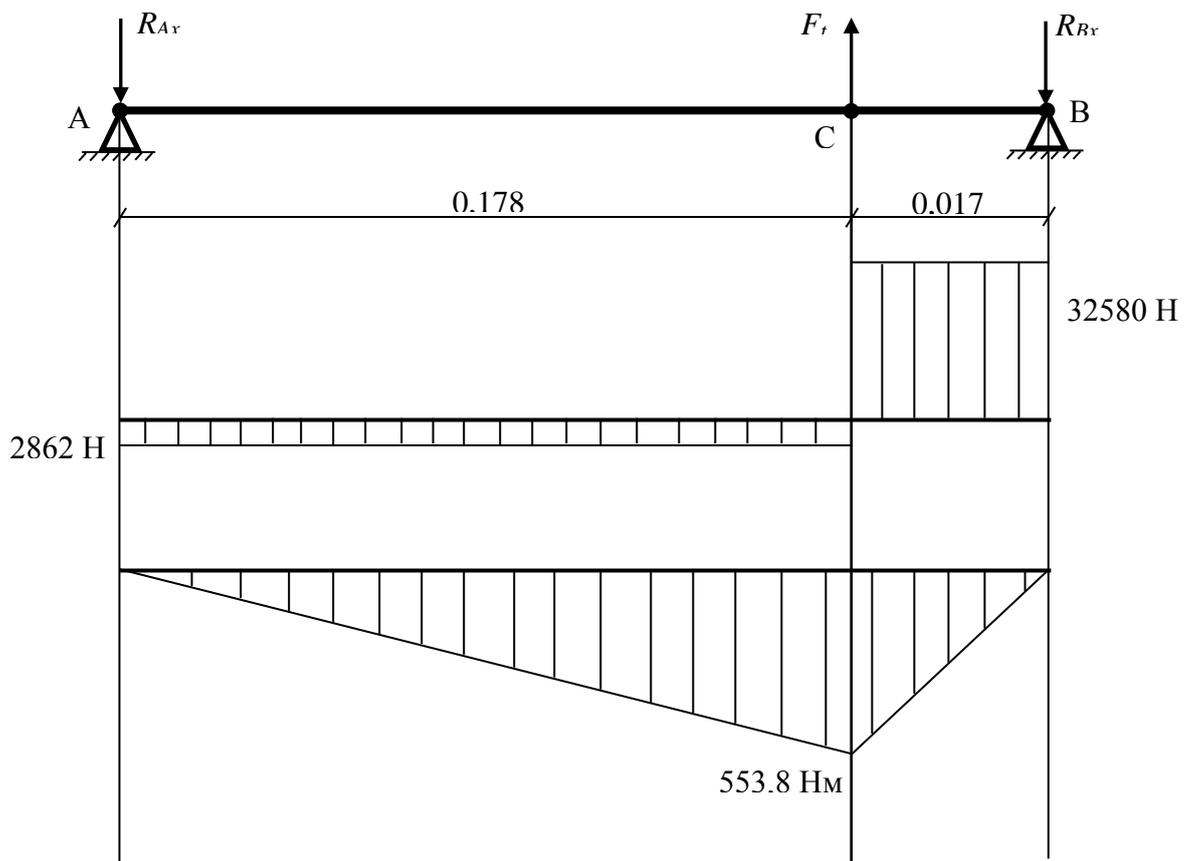


Рисунок 3.2 – Расчетная схема для определения моментов в горизонтальной плоскости

б) Определение реакций в опорах:

$$\sum M_A = R_{Bx} \cdot 0,195 - F_t \cdot 0,178 = 0; \quad (3.165)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot 0,178}{0,195} = \frac{32831 \cdot 0,178}{0,195} = 32580 \text{ Н} \quad (3.166)$$

$$\sum F_x = R_{Ax} - F_t + R_{Bx} = 0; \quad (3.167)$$

$$R_{Ax} = F_t - R_{Bx} = 35691 - 32580 = 3111 \text{ Н} \quad (3.168)$$

Определение, действующих моментов:

$$M_C^{TOP} = R_{Ax} \cdot 0,178 = 3111 \cdot 0,178 = 553,8 \text{ Нм} \quad (3.169)$$

в) Определение моментов в вертикальной плоскости проведено с помощью рисунка 3.3.

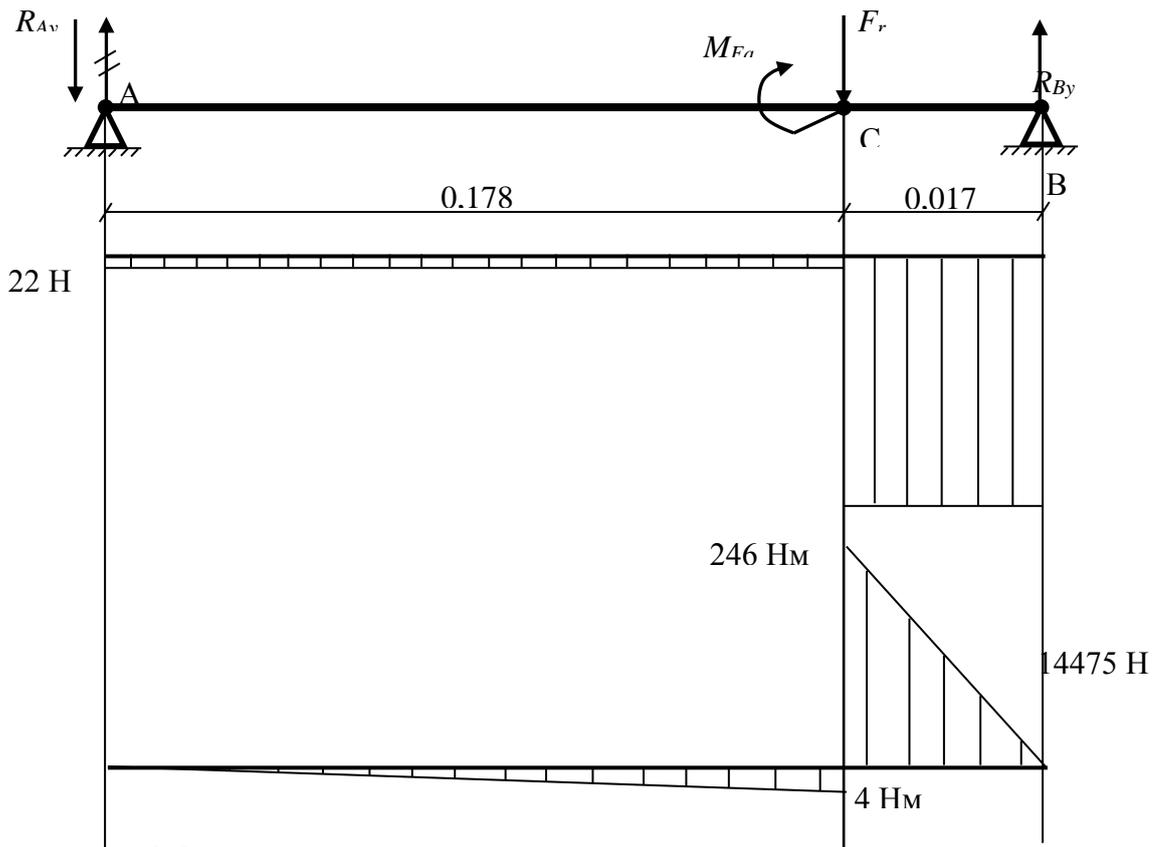


Рисунок 3.3 – Расчетная схема для определения моментов в вертикальной плоскости

$$M_{Fa} = \frac{F_a \cdot d_\omega}{2} = \frac{16013 \cdot 0,02876}{2} = 250 \text{ Нм} \quad (3.170)$$

г) Определение реакций в опорах:

$$\sum M_A = R_{By} \cdot 0,195 - F_r \cdot 0,178 - M_{Fa} = 0 \quad (3.171)$$

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot 0,178 + M_{Fa}}{0,195} = \frac{14453 \cdot 0,178 + 250}{0,195} = 14475 \text{ Н} \quad (3.172)$$

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot 0,195 - F_r \cdot 0,017 + M_{Fa} = 0 \quad (3.173)$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot 0,017 - M_{Fa}}{0,195} = \frac{14453 \cdot 0,017 - 250}{0,195} = -22 \text{ Н} \quad (3.174)$$

д) Определение, действующих моментов: $M_{C \rightarrow}^{BEPT} = R_{Ay} \cdot 0,178 = 22 \cdot 0,178 = 4 \text{ Нм}$.

$$M_{C \leftarrow}^{BEPT} = R_{By} \cdot 0,017 = 14475 \cdot 0,017 = 246 \quad (3.174)$$

е) Определение моментов кручения:

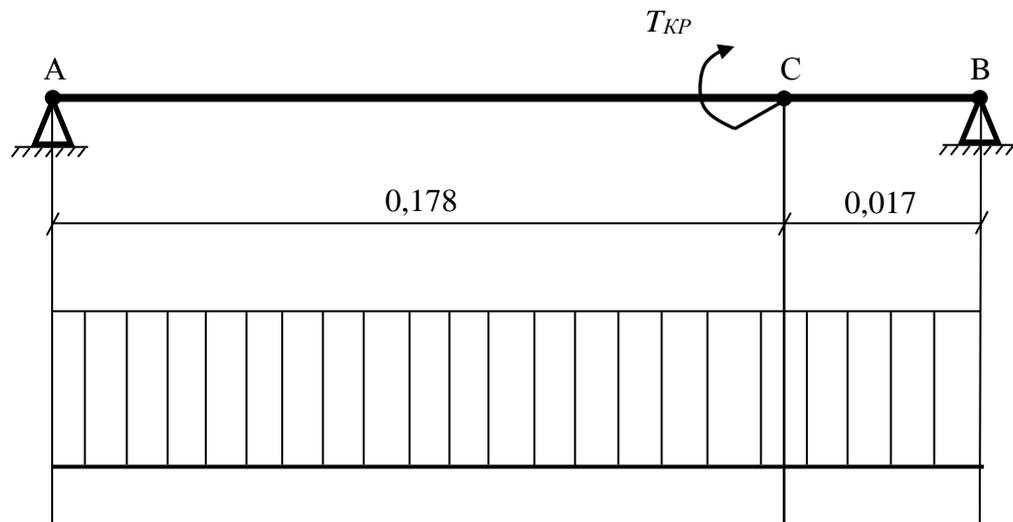


Рисунок 3.4 – Расчетная схема для определения моментов кручения

$$T_{KP} = \frac{F_t \cdot d_\omega}{2} = \frac{32831 \cdot 0,02876}{2} = 513,2 \text{ Нм} \quad (3.175)$$

ж) Определение результирующего момента

Определим значение результирующего момента в наиболее нагруженном сечении вала, которой является точка С. Диаметр вала в данной точке равен 0,03 м.

$$M_{рез} = \sqrt{M_G^2 + M_B^2 + T_{KP}^2} = \sqrt{553,8^2 + 246^2 + 513,2^2} = 794,1 \text{ Нм.} \quad (3.176)$$

Результирующее напряжение:

$$\sigma_{рез} = \frac{32 \cdot M_{рез}}{\pi \cdot d_e^3} = \frac{32 \cdot 731,7}{\pi \cdot 0,03^3} = 300 \text{ Мпа} \quad (3.176)$$

Полученное результирующее напряжение меньше допустимого (400 МПа), следовательно, исследуемый вал обеспечивает требуемую прочность.

3.3.10 Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу

Исходные данные для расчёта:

Максимальный крутящий момент двигателя $T_E = 153,86 \text{ Нм} = 153860 \text{ Нмм}$.

Передаточное число низшей передачи - $u = 3,64$.

Длина шлиц на валу- $b_1 = 13 \text{ мм}$.

Длина шлиц на ступице синхронизатора- $b_2 = 16 \text{ мм}$.

Рабочая ширина шлиц- $l = 13 \text{ мм}$.

Модуль- $m = 1,0583 \text{ м}$.

Число зубьев: $z = 33$.

Материал вторичного вала – Сталь 20ХГНМ, термообработка – нитроцементация, закалка и низкий отпуск.

Твердость поверхности $\geq 58 \text{ HRC}$.

Материал ступицы синхронизатора – металлокерамика.

Твердость поверхности $\geq 300 \text{ HV } 0,5$.

Расчет шлиц на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{T_E \cdot u}{y \cdot F \cdot l \cdot r_{CP}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.177)$$

где y – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев, $y = 0,8$;

F – площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1мм длины шлицевого соединения, мм².

Для эвольвентных шлиц:

$$F = 0,8 \cdot m \cdot z, \quad (3.178)$$

$$F = 0,8 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 27,9 \text{ мм}^2$$

r_{CP} – радиус закругления, мм:

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot m \cdot z, \quad (3.179)$$

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 17,463 \text{ мм}$$

$[\sigma_{CM}]$ – допустимое напряжение смятия, Н/мм²; $[\sigma_{CM}] = 137 \text{ Н/мм}^2$.

$$\sigma_{\tilde{H}} = \frac{153860 \cdot 3,64}{0,8 \cdot 27,9 \cdot 13 \cdot 17,463} = 110,5 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.180)$$

$$\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}]$$

Условие прочности шлицевого соединения смятию выполнено.

3.3.11 Расчет посадок с натягом венцов зубчатых колес

а) Определим требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях соединения:

-при совместном действии осевого сдвигающего усилия и крутящего момента:

$$p_{\text{э}} = \frac{n \cdot \sqrt{\frac{(2M_{\text{кр}})^2}{d^2} + p^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 153850)^2}{63,19^2} + 2558^2}}{3,14 \cdot 63,19 \cdot 17 \cdot 0,06} = 4982917,379 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \quad (3.181)$$

где d - номинальный диаметр соединения, мм (63.19);

d_1 – диаметр осевого отверстия на валу 0, мм;

d_2 – наружный диаметр втулки 76,5, мм;

P - осевая сила, Н (2558);

$M_{\text{кр}}$ - крутящий момент Нмм (153860);

n – коэффициент запаса прочности на возможные перегрузки и воздействие вибраций = 1,5 - 2;

μ_A и μ_B – коэффициенты Пуассона = 0.3.

б) Определение (N_{min}) минимального натяга в соединении:

$$N_{\text{min}} = p_{\text{э}} \cdot \left(\frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} \right) \cdot d = 4982917,379 \cdot \left(\frac{5,72}{0,4 \cdot 10^{11}} + \frac{0,97}{0,4 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 63,19 = 0,053 \text{ мм} \quad (3.182)$$

C_A и C_B – коэффициенты жесткости конструкции (коэффициенты Ляме), определяются по формулам:

$$C_A = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_A = \frac{1 + \left(\frac{63,19}{76,5} \right)^2}{1 - \left(\frac{0}{76,5} \right)^2} + 0,3 = 5,72 \quad (3.183)$$

$$C_B = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_B = \frac{1 + \left(\frac{0}{63,19} \right)^2}{1 - \left(\frac{0}{63,19} \right)^2} - 0,3 = 0,97 \quad (3.184)$$

в) Определение (N_{\max}) минимального натяга в соединении:

$$N_{\max} = p_{\text{дон}} \cdot \left(\frac{C_A}{E_A} + \frac{C_B}{E_B} \right) \cdot d = 0.258 * \left(\frac{5.72}{0.4 * 10^{11}} + \frac{0.97}{0.4 * 10^{11}} \right) * 63.19 = 0.254 \text{ мм} \quad (3.185)$$

3.3.12 Расчет шлицевого соединений ведущего вала на смятие

$$\sigma_{\text{сМ}} = \frac{2M_k}{d_{\text{ср}} \cdot h \cdot \ell \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma]_{\text{сМ}} \quad (3.186)$$

$$\sigma_{\text{св}} = \frac{2 * 153860}{19 * 2.5 * 17.5 * 8 * 0.75} = 61.698 \text{ н/мм}^2,$$

где z – число шлицев (зубьев);

ℓ – длина поверхности контакта зубьев=17.5;

h – высота поверхности контакта зубьев=2.5;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр поверхности контакта зубьев=19;

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям, $\psi = 0,75$;

$[\sigma]_{\text{сМ}}$ – допустимое напряжение смятия для шлицевых соединений, принимается 100.

4 Технологическая часть

Разработка технологического процесса сборки ведомого вала коробки передач.

4.1. Анализ исходных данных

Вторичный вал является одним из ключевых узлов механизма включения передач — он служит основой для установки подвижных муфт синхронизаторов или шестерен, обеспечивающих включение передач. На нем собраны шестерни 1, 2, 3, 4, 5 передач, свободно перемещающиеся и в определенных положениях входящие в зацепление с соответствующими шестернями первичного вала. Все шестерни имеют разный диаметр, благодаря чему обеспечивается изменение величины передаваемого крутящего момента.

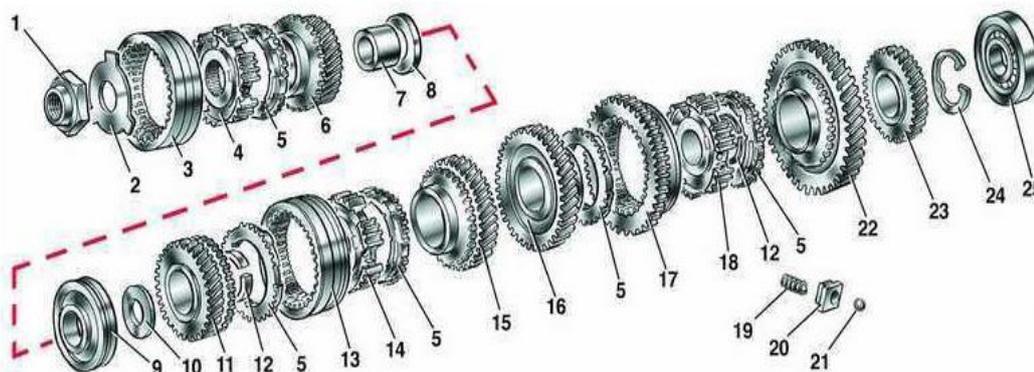


Рисунок 4.1 - Вторичный вал коробки передач

4.2 Расчет такта и ритма сборки

Такт (темп) сборки представляет собой интервал времени, через который производится сборка изделия определенного наименования, типоразмера и исполнения. При заданном режиме работы сборочного производства такт сборки T зависит от числа собираемых изделий за определенный промежуток времени:

$$T = \frac{F}{N}, \quad (4.1)$$

где F - фонд времени (годовой, месячный, сменный), ч;

N - программа выпуска изделий за тот же промежуток времени, шт.

Согласно заданию исходные данные : N-20000 штук в год, режим работы 2-х сменный , длительность выпуска-3 года.

Номинальный (календарный) годовой фонд времени F_n работы сборочного оборудования равен 2070, 4140 и 6210 ч соответственно для работы в одну, две и три смены.

Принимаем $F_n = 4140$ ч, предприятие работает в 2 смены.

Действительный годовой фонд времени работы сборочного оборудования:

$$F_{\partial} = F_n \cdot K_n, \quad (4.2)$$

$$4140 \cdot 0,97 = 4015,8 \approx 4016,$$

где - K_n коэффициент, учитывающий потери времени на ремонт сборочного оборудования.

Такты сборки F_n и F_{∂} равны:

$$T_n = F_n / N_r, \quad \text{и} \quad T_{\partial} = F_{\partial} / N_r \quad (4.3)$$

$$(60 \cdot 4140) / 20000 = 12,42 \quad \text{и} \quad (4016 \cdot 60) / 20000 = 12,05$$

где N_r - годовая программа выпуска изделий.

Ритм сборки R определяется числом изделий определенных наименований, типоразмеров и исполнений, собираемых в единицу времени. Номинальный ритм сборки R_n и действительный ритмы сборки R_d можно определить по формулам:

$$R_n = 1/T_n \quad \text{и} \quad R_d = 1/T_d \quad (4.4)$$

$$0.08 = 1/12,42 \quad \text{и} \quad 0.08 = 1/12,05$$

4.3. Составление технологического маршрута сборки изделия.
 Определение типа производства и организационной формы сборки

Таблица 4.1 - Описание действий при сборке с указанием времени

№	Содержание основных и вспомогательных переходов	Время, T _{оп} , мин
	1. Узловая сборка синхронизатора 1-ой и 2-ой передачи	
1.	Взять ступицу и осмотреть её со всех сторон	0.07
2.	Взять муфту и осмотреть её со всех сторон	0.07
3.	Установить муфту на ступицу чтобы проточки (их там три) на муфте совпали с пазами ступицы.	0.04
4.	Взять сухарь и фиксатор (шарик) и осмотреть их со всех сторон	0.07*3
5.	Установить в отверстие сухаря - шарик.	0.05*3
6.	Положить на верстак сухарь и шарик	0.04*3
7.	Взять пружину фиксатора и осмотреть её со всех сторон	0.07*3
8.	Установить пружину фиксатора в отверстие паза ступицы.	0.06*3
9.	Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину	0.05*3
10.	Снять синхронизатор 1-ой и 2-ой передачи в сборе	0.03
	Итого узла:	1.23
	2. Узловая сборка синхронизатора 3-ей и 4-ой передачи	
1.	Взять ступицу и осмотреть её со всех сторон	0.07
2.	Взять муфту и осмотреть её со всех сторон	0.07
3.	Установить муфту на ступицу чтобы проточки (их там три) на муфте совпали с пазами ступицы.	0.04
4.	Взять сухарь и фиксатор (шарик) и осмотреть их со всех сторон	0.07*3
5.	Установить в отверстие сухаря - шарик.	0.05*3
6.	Положить на верстак сухарь и шарик	0.04*3

Продолжение таблицы 4.1

7.	Взять пружину фиксатора и осмотреть её со всех сторон	0.07*3
8.	Установить пружину фиксатора в отверстие паза ступицы.	0.06*3
9.	Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину	0.05*3
10.	Снять синхронизатор 3-ей и 4-ой передачи в сборе	0.03
	Итого узла:	1.23
	3.Узловая сборка синхронизатора 5-ой и передачи	
1.	Взять ступицу и осмотреть её со всех сторон	0.07
2	Взять муфту и осмотреть её со всех сторон	0.07
3.	Установить муфту на ступицу чтобы проточки (их там три) на муфте совпали с пазами ступицы.	0.04
4.	Взять сухарь и фиксатор(шарик) и осмотреть их со всех сторон	0.07*3
5.	Установить в отверстие сухаря - шарик.	0.05*3
6.	Положить на верстак сухарь и шарик	0.04*3
7.	Взять пружину фиксатора и осмотреть её со всех сторон	0.07*3
8.	Установить пружину фиксатора в отверстие паза ступицы.	0.06*3
9.	Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину	0.05*3
10.	Снять синхронизатор 5-ой в сборе	0.03
	Итого узла:	1.23
	4.Общая сборка ведомого вала коробки передач	
1.	Взять ведомый вал и осмотреть его со всех сторон	0.09
2.	Зажать ведомый вал в тисках с винтовым зажимом	0.09
3.	Взять шестерню 2-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон	0.09
4.	Установить шестерню 2-ой передачи на вал	0.09
5.	Взять блокирующее кольцо синхронизатора 2-ой передачи и осмотреть его со всех сторон	0.09
6.	Установить блокирующее кольцо синхронизатора 2-ой передачи на вал	0.08
7.	Взять синхронизатор 1-ой и 2-ой передачи сб и осмотреть его со всех сторон	0.09

Продолжение таблицы 4.1

8.	Установить синхронизатор 1-ой и 2-ой передачи сб на вал	0,11
9.	Взять стопорное кольцо ступицы синхронизатора осмотреть его со всех сторон	0,09
10.	Установить стопорное кольцо ступицы синхронизатора	0,07
11.	Взять блокирующее кольцо синхронизатора 1-ой передачи и осмотреть его со всех сторон	0,09
12.	Установить блокирующее кольцо синхронизатора 1-ой передачи на вал	0,09
15.	Взять шестерню 1-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон	0,09
16	Установить шестерню 1-ой передачи на вал	0,09
17	Взять шестерню ведущую главной передачи и осмотреть её со всех сторон	0,09
18	Установить шестерню ведущую главной передачи	0,09
19	Взять стопорное кольцо	0,09
20	Установить стопорное кольцо	0,07
21	Взять роликовый цилиндрический подшипник вторичного вала и осмотреть его со всех сторон	0,09
22	Запрессовать вручную роликовый цилиндрический подшипник на вторичного вала до упора	0,09
23	Разжать тиски взять ведомый вал и повернуть вал на 180* по вертикальной оси	0,07
24	Зажать ведомый вал в тисках с винтовым зажимом	0,09
25	Взять шестерню 3-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон	0,09
26	Установить шестерню 3-ей передачи на вал	0,09
27	Взять блокирующее кольцо синхронизатора 3ей передачи и осмотреть его со всех сторон	0,09
28	Установить блокирующее кольцо синхронизатора 3-ой передачи на вал	0,08
29	Взять синхронизатор 3 и 4 передачи и осмотреть её со всех сторон	0,09
30	Установить синхронизатор 3-ей и 4-ой передачи сб на вал	0,11
31	Взять стопорное кольцо ступицы синхронизатора и осмотреть его со всех сторон	0,09
32	Установить стопорное кольцо ступицы синхронизатора	0,07

Продолжение таблицы 4.1

33	Взять блокирующее кольцо синхронизатора 4-ой передачи и осмотреть его со всех сторон	0.09
34	Установить блокирующее кольцо синхронизатора 4-ой передачи на вал	0.08
35	Взять шестерню 4-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон	0.09
36	Установить шестерню 4-ой передачи на вал	0.09
37	Взять упорную шайбу и осмотреть ее со всех сторон	0.09
38	Установить упорную шайбу на вал	0.09 = (3.17)
39	Взять шариковый подшипник и осмотреть его со всех сторон	0,09
40	Запрессовать шариковый подшипник на вторичный вал до упора	0,07
41	Взять упорную шайбу и осмотреть ее со всех сторон	0.09
42	Установить упорную шайбу на вал	0.09
43	Взять втулку шестерни и осмотреть ее со всех сторон	0.09
44	Установить втулку шестерни на вал	0.09
45	Взять шестерню 5-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон	0.09
46	Установить шестерню 5-ой передачи на вал	0.09
47	Взять блокирующее кольцо синхронизатора 5-ой передачи и осмотреть его со всех сторон	0.09
48	Установить блокирующее кольцо синхронизатора 5-ой передачи на вал	0.08
49	Взять синхронизатор 5-ой передачи сб и осмотреть его со всех сторон	0.09
50	Установить синхронизатор 5-ой передачи сб на вал	0,11
51	Взять упорную шайбу и осмотреть её со всех сторон	0,07
52	Установить упорную шайбу на вал	0.09
53	Взять гайку и осмотреть её со всех сторон	0.07
54	Взять гайковерт и завернуть гайку	0.06
55	Открепить и снять ведомый вал коробки передач в сборе	0.06
	Итого:	4.59
	Итого узла:	3.69
	Итого изделия:	8.28

Суммарная трудоемкость сборки изделия может быть рассчитана по следующей формуле:

$$T_{шт}^{общ} = T_{оп}^{общ} * (1 + ((\alpha + \beta)/100)) = 8.28 * (1 + (2 + 4)/100) = 8.78 \text{ , (4.5)}$$

где α – часть оперативного времени на организационно – техническое обслуживание рабочего места в процентах;

β – часть оперативного времени на перерывы для отдыха, выраженный в процентах.

Теперь, зная трудоёмкость сборки и годовую программу выпуска, при помощи таблицы 4.2 можно определить тип производства.

Таблица 4.2 – Тип производства

Трудоёмкость сборки изделия, час	Годовой объем выпуска, шт/год
25 - 250	Массовый > 18000

В зависимости от типа производства, программы выпуска изделий, их конструкции, размеров и массы определяется организационная форма сборки. Форма организации типа производства – поточная непрерывная (массовое производство).

4.4 Разработка технологических операций сборки

Для массового производства, процесс сборки необходимого изделия разбивается на отдельные операции, выполняемые в определённой последовательности.

Технологический маршрут процесса изделия оформляется в виде таблицы 4.3.

Таблица 4.3 – Технологический маршрут сборки ведомого вала коробки передач

№ операции	Содержание операций, переходов	Приспособление, оборудование, инструмент
005	<ol style="list-style-type: none"> 1. Взять ступицу и осмотреть её со всех сторон. 2. Взять муфту и осмотреть её со всех сторон. 3. Установить муфту на ступицу. 4. Взять сухарь и фиксатор (шарик) и осмотреть их со всех сторон. 5. Установить в отверстие сухаря – шарик. 6. Положить на верстак сухарь и шарик. 7. Взять пружину фиксатора и осмотреть её со всех сторон. 8. Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину. 9. Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину. 10. Отложить синхронизатор 1-ой и 2-ой передачи сб. 11. Взять ступицу и осмотреть её со всех сторон. 12. Взять муфту и осмотреть её со всех сторон. 13. Установить муфту на ступицу. 14. Взять сухарь и фиксатор (шарик) и осмотреть их со всех сторон. 15. Установить в отверстие сухаря – шарик. 16. Положить на верстак сухарь и шарик. 17. Взять пружину фиксатора и осмотреть её со всех сторон. 18. Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину. 19. Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину. 20. Отложить синхронизатор 3-ой и 4-ой передачи сб. 21. Взять ступицу и осмотреть её со всех сторон. 22. Взять муфту и осмотреть её со всех сторон. 23. Установить муфту на ступицу. 24. Взять сухарь и фиксатор (шарик) и осмотреть их со всех сторон. 25. Установить в отверстие сухаря – шарик. 26. Положить на верстак сухарь и шарик. 27. Взять пружину фиксатора и осмотреть её со всех сторон. 28. Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину. 29. Установить в паз ступицы, при помощи отвертки, сухарь с шариком, предварительно сжав пружину. 30. Отложить синхронизатор 5-ой передачи сб. 31. Взять ведомый вал и осмотреть его со всех сторон. 32. Зажать ведомый вал в тисках с винтовым зажимом. 33. Взять шестерню 2-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон. 34. Установить шестерню 2-ой передачи на вал 35. Взять блокирующее кольцо синхронизатора 2-ой передачи и осмотреть его со всех сторон. 36. Установить блокирующее кольцо синхронизатора 2 передачи на вал 37. Взять синхронизатор 1-ой и 2-ой передачи сб и осмотреть его со всех сторон. 38. Установить синхронизатор 1-ой и 2-ой передачи сб на вал. 39. Взять стопорное кольцо ступицы синхронизатора осмотреть его со всех сторон. 40. Установить стопорное кольцо ступицы синхронизатора. 	<p>Специальное установочное-зажимное приспособление. Гайковёрт. Пресс.</p>

	<p>41. Взять блокирующее кольцо синхронизатора 1-ой передачи и осмотреть его со всех сторон</p> <p>42. Установить блокирующее кольцо синхронизатора 1 передачи на вал.</p> <p>43. Взять шестерню 1-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон.</p> <p>44. Установить шестерню 1-ой передачи на вал.</p> <p>45. Взять ведущую шестерню главной передачи и осмотреть её.</p> <p>46. Установить ведущую шестерню главной передачи.</p> <p>47. Взять стопорное кольцо.</p> <p>48. Установить стопорное кольцо</p> <p>49. Взять роликовый цилиндрический подшипник вторичного вала и осмотреть его со всех сторон.</p> <p>50. Запрессовать роликовый цилиндрический подшипник на вторичный вал до упора.</p> <p>51. Разжать тиски, взять ведомый вал и повернуть вал на 180° по вертикальной оси.</p> <p>52. Зажать ведомый вал в тисках с винтовым зажимом.</p> <p>53. Взять шестерню 3-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон.</p> <p>54. Установить шестерню 3-ей передачи на вал.</p> <p>55. Взять блокирующее кольцо синхронизатора 3ей передачи и осмотреть его со всех сторон.</p> <p>56. Установить блокирующее кольцо синхронизатора 3-ой передачи на вал</p> <p>57. Взять синхронизатор 3-ей и 4-ой передачи сб и осмотреть его со всех сторон.</p> <p>58. Установить синхронизатор 3-ей и 4-ой передачи сб на вал.</p> <p>59. Взять стопорное кольцо ступицы синхронизатора и осмотреть его.</p> <p>60. Установить стопорное кольцо ступицы синхронизатора.</p> <p>61. Взять блокирующее кольцо синхронизатора 4-ой передачи и осмотреть его со всех сторон.</p> <p>62. Установить блокирующее кольцо синхронизатора 4 передачи на вал.</p> <p>63. Взять шестерню 4-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон.</p> <p>64. Установить шестерню 4-ой передачи на вал.</p> <p>65. Взять упорную шайбу и осмотреть ее со всех сторон.</p> <p>66. Установить упорную шайбу на вал.</p> <p>67. Взять шариковый подшипник и осмотреть его со всех сторон.</p> <p>68. Запрессовать шариковый подшипник на вторичный вал до упора.</p> <p>69. Взять упорную шайбу и осмотреть ее со всех сторон.</p> <p>70. Установить упорную шайбу на вал.</p> <p>71. Взять втулку шестерни 5-ой передачи и осмотреть ее.</p> <p>72. Установить втулку 5-ой передачи шестерни на вал.</p> <p>73. Взять шестерню 5-ой передачи и осмотреть ее со всех сторон.</p> <p>74. Установить шестерню 5-ой передачи на вал.</p> <p>75. Взять блокирующее кольцо синхронизатора 5-ой передачи и осмотреть его со всех сторон.</p> <p>76. Установить блокирующее кольцо синхронизатора 5 передачи на вал</p> <p>77. Взять синхронизатор 5-ой передачи сб и осмотреть его.</p> <p>78. Установить синхронизатор 5-ой передачи сб на вал.</p> <p>79. Взять упорную шайбу и осмотреть её со всех сторон.</p> <p>80. Установить упорную шайбу на вал.</p> <p>81. Взять гайку и осмотреть её со всех сторон.</p> <p>82. Взять гайковерт и завернуть гайку до упора.</p> <p>83. Открепить и снять ведомый вал коробки передач в сборе.</p>	
	<p>Время, мин (Тшт)</p>	<p>8.28</p>

На этом этапе окончательно уточняется тип производства. Характеризуется коэффициентом закрепления операции $K_{з.о.}$. Массовое сборочное производство $K_{з.о.}=1$ характеризуется большим объемом выпуска собираемых изделий, непрерывно выпускаемых продолжительное время, в течение которого на большинстве рабочих мест выполняется одна техническая операция.

5 Анализ экономической эффективности объекта

На автомобиле ВАЗ 2110 установлена двухвальная пятиступенчатая коробка передач с синхронизаторами на 1 - 4 передачах. В данном дипломном проекте предлагается заменить неразборный первичный вал на сборочную единицу, представляющую собой вал коробки передач с напрессованными зубчатыми венцами на шестернях 2, 3 и 4 передачи, сам вал при этом также будет выполняться из другого материала. Предлагаемое нововведение позволит нам увеличить ресурс коробки передач в целом, уменьшить себестоимость ремонта в случае выхода из строя любой из шестерен 2, 3 или 4 передачи.

5.1 Расчет себестоимости проектируемого узла

Исходные данные для расчета себестоимости сведены в таблицу 1.

Таблица 5.1 - Исходные данные для расчета себестоимости

№	Наименование показателей	Обозначение	Ед. изм.	Источник
A	1	2	3	4
1	Годовая программа выпуска изделия	Vгод.	шт.	20000
2	Коэффициент отчислений в единый социальный налог.	Есоц.	%	30
3	Коэффициент общезаводских расходов.	Еобзав.	%	160
4	Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов.	Еком.	%	10
5	Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования.	Еобор.	%	180
6	Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов.	Ктзр.	%	5
7	Коэффициент цеховых расходов.	Ецех	%	185
8	Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	Еинс.	%	120
9	Коэффициент рентабельности и плановых накоплений.	Крент.	%	15
10	Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	Квып.	%	15
11	Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	Кпрем.	%	20

Продолжение таблицы 5.1

12	Коэффициент возвратных отходов	Квот	%	2
13	Оптовая цена используемого материала	Цм	Руб.	15
14	Норма расхода материала	Qм		3,5
15	Оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов	Цi	Руб	-
16	Количество покупных изделий и полуфабрикатов	ni	Шт	-
17	Часовая тарифная ставка 5-го разряда	Срi	Руб	97,8
18	Трудоемкость выполнения операции	Ti	Час	0,51
19	Коэффициент капиталообразующих инвестиций	Кинв	%	4,5

5.1.1 Расчет статьи затрат “Сырье и материалы”

Производится по формуле:

$$M = C_m * Q_m (1 + K_{тзр}/100 - K_{вот}/100), \quad (5.1)$$

где Цм - оптовая цена материала i-го вида, руб.,

Qм – норма расхода материала i-го вида, кг, м;

Kтзр – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %;

Kвот – коэффициент возвратных отходов, %.

Расчет рекомендуется выполнять в табличной форме.

Таблица 5.2 - Расчет затрат на сырье и материалы.

№ п/п	Наименование материалов	Норма расхода	Средняя цена за ед. изм., руб.	Сумма, руб.
1.	Сталь 40ХН	2,5	15	37,5
2.	Сталь 25ХГМ	2,25	14,8	33,3
...				
	ИТОГО:			70,8
	Транспортно-заготовительные расходы			3,54
	Возвратные отходы			1,42
	ВСЕГО:			72,92

Расчет статьи затрат “Покупные изделия и полуфабрикаты” не проводится.

5.1.2 Расчет статьи затрат “Основная заработная плата производственных рабочих”

Производится по формуле:

$$Z_o = Z_t(1 + K_{\text{прем.}} / 100), \text{ руб.} \quad (5.2)$$

где Z_t – тарифная заработная плата, руб., которая рассчитывается по формуле:

$$Z_t = C_{p.i} * T_i, \text{ руб.} \quad (5.3)$$

где $C_{p.i}$ – часовая тарифная ставка, руб;

T_i – трудоемкость выполнения операции, час;

$K_{\text{прем.}}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Расчет рекомендуется выполнять дифференцированно по видам работ в табличной форме.

Таблица 5.3

№ п/п	Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
1.	Заготовительная	3	0,01	82,0	0,82
2.	Обрабатывающая	5	0,15	97,8	14,67
3	Термическая	5	0,1	97,8	9,78
4	Шлифовальная	5	0,08	97,8	7,824
5	Сборочная	4	0,12	93,5	11,22
6	Контрольная	5	0,05	97,8	4,89
	ИТОГО:				49,2
	Премииальные доплаты				9,84
	Основная з/п				59,04

5.1.3 Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих»

Выполняется по формуле:

$$Z_{\text{доп.}} = Z_o \cdot K_{\text{вып}} \quad (5.4)$$

где $K_{\text{вып}}$ – коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве, %.

$$Z_{\text{доп.}} = 59,04 \cdot 0,15 = 8,87$$

5.1.4 Расчет статьи затрат «Отчисления в социальные фонды»

Выполняется по формуле:

$$C_{\text{соц.н}} = (Z_o + Z_{\text{доп.}}) \cdot E_{\text{соц.н}} \quad (5.5)$$

где $E_{\text{соц.н}}$ – коэффициент отчислений в социальные фонды, %;

$$C_{\text{соц.н}} = (59,04 + 8,87) \cdot 0,3 = 20,37$$

5.1.5 Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования»

Выполняются по формуле:

$$C_{\text{сод.обор}} = Z_o \cdot E_{\text{обор}} \quad (5.6)$$

где $E_{\text{обор}}$ – коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, %.

$$C_{\text{сод.обор}} = 59,04 \cdot 1,8 = 106,27 \text{ руб}$$

5.1.6 Расчет статьи затрат «Цеховые расходы»

Выполняются по формуле:

$$C_{\text{цех}} = Z_o \cdot E_{\text{цех}} \quad (5.7)$$

где $E_{\text{цех}}$ – коэффициент цеховых расходов, %;

$$C_{\text{цех}} = 59,04 \cdot 1,85 = 109,22$$

5.1.7 Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку»

Выполняются по формуле:

$$C_{\text{ИНСТР}} = Z_0 \cdot E_{\text{ИНСТР}} \quad (5.8)$$

где $E_{\text{ИНСТР}}$ – коэффициент расходов на инструмент и оснастку, %;

$$C_{\text{инстр}} = 59,04 * 1,2 = 70,85$$

5.1.8 Расчет цеховой себестоимость

Выполняется по формуле:

$$C_{\text{ЦЕХ С/С}} = M + \Pi + Z_0 + Z_{\text{ДОП.}} + C_{\text{СОЦ.Н}} + C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ЦЕХ}} + C_{\text{ИНСТР}} \quad (5.9)$$

$$C_{\text{цех}} = 72,92 + 59,04 + 8,87 + 20,37 + 106,27 + 109,22 + 70,85 = 447,54$$

5.1.9 Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы»

Выполняется по формуле:

$$C_{\text{ОБ. ЗАВОД}} = Z_0 \cdot E_{\text{ОБ. ЗАВОД}} \quad (5.10)$$

где $E_{\text{ОБ. ЗАВОД}}$ – коэффициент общезаводских расходов, %;

$$C_{\text{об.завод}} = 59,04 * 1,6 = 94,46$$

5.1.10 Расчет общезаводской себестоимости

Выполняется по формуле:

$$C_{\text{ОБ. ЗАВОД С/С}} = C_{\text{ОБ. ЗАВОД}} + C_{\text{ЦЕХ С/С}} \quad (5.11)$$

$$\hat{E}_{\text{ДАЮ}} \cdot \dot{a} = \tilde{N}_{\text{ИЕ}} \cdot \dot{a} \cdot (1 + \hat{E}_{\text{ДАЮ}}) \quad (5.12)$$

где $\hat{E}_{\text{ДАЮ}}$ – коэффициент общезаводских расходов, %;

$$\hat{E}_{\text{ДАЮ}} = \hat{E}_{\text{ДАЮ}} \cdot \dot{a}.$$

$$C_{\text{об.завод с/с}} = 447,54 + 94,46 = 542,00$$

$$\text{Цотп.б.} = 520 * (1 + 0,15) = 598 \text{ руб}$$

5.1.11 Расчет статьи «Коммерческие расходы»

Выполняется по формуле:

$$\text{Ском.} = \text{Соб.завод с/с} * \text{Еком} \quad (5.13)$$

$$\text{Ском.} = 542,0 * 0,1 = 54,2$$

где Еком – коэффициент коммерческих расходов, %.

5.1.12 Расчет полной себестоимости

Выполняется по формуле:

$$\text{Спол} = \text{Соб.завод с/с} + \text{Ском} \quad (5.14)$$

$$\text{Спол} = 542,0 + 54,2 = 596,2$$

5.1.13 Расчет отпускной цены для базового и проектируемого агрегата

Затраты на производство базового и проектируемого двигателя сведены в таблицу 5.4.

Таблица 5.4 - Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого двигателя

№ п/п	Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
1	Стоимость основных материалов	М		72,92
2	Стоимость комплектующих изделий	Пи		-
3	Основная заработная плата производственных рабочих	Зо.		59,04
4	Дополнительная заработная плата производственных рабочих	Здоп.		8,87
5	Отчисления на социальные нужды	Ссоц.н		20,37
6	Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	Ссод. обор		106,27
7	Цеховые расходы	Сцех		109,22

Продолжение таблицы 5.4

8	Расходы на инструмент и оснастку	Синстр		70,85
9	Цеховая себестоимость	Сцех с/с		447,54
10	Общезаводские расходы	Соб.заво д		94,46
11	Общезаводская себестоимость	Собз. с/с		542,00
12	Коммерческие расходы	Ском		54,2
13	Полная себестоимость	Спол	520	596,2
14	Отпускная цена	Цотп		598

5.1.14 Расчет точки безубыточности проекта

Для определения объема продаж, при котором организация будет способна покрыть все свои расходы без получения прибыли, используются аналитический и графический методы определения критического объема производства.

Для расчета безубыточного объема продаж необходимо вычислить следующие показатели:

5.1.15 Определение переменных затрат

- на единицу изделия (для базы и для проекта)

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.УД}} = M + Pи + Z_о + Z_{\text{доп.}} + C_{\text{соц.н}} \quad (5.15)$$

- на годовую программу выпуска изделия

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.г.}} = Z_{\text{ПЕРЕМ.УД}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.16)$$

$$Z_{\text{перем.уд.}} = 72,92 + 59,04 + 8,87 + 20,37 = 161.2$$

$$Z_{\text{перем.}} = 161.2 * 20\ 000 = 3\ 224\ 000$$

5.1.16 Определение постоянных затрат

- на единицу изделия (для базы и для проекта):

$$З_{\text{ПОСТ.УД}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot (100 - H_A) / 100 + C_{\text{ЦЕХ}} + C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} + C_{\text{КОМ}} + A_{\text{М.УД}} \quad (5.17)$$

где $A_{\text{М.УД}}$ – амортизационные отчисления, руб.;

$$A_{\text{М.УД}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot H_A / 100$$

здесь H_A – доля амортизационных отчислений, %.

- на годовую программу выпуска изделия:

$$З_{\text{ПОСТ.Н}} = З_{\text{ПОСТ.УД}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.18)$$

$$З_{\text{ПОСТ.УД}} = (106,27 + 70,85) \cdot (100 - 14,3) / 100 + 109,22 + 94,46 + 54,2 + (106,27 + 70,85) \cdot 14,3 / 100 = 435,00$$

$$З_{\text{ПОСТ.Н}} = 435,0 \cdot 20\,000 = 8\,700\,000$$

5.1.17 Полная себестоимость годовой программы выпуска изделия

$$C_{\text{ПОЛ.Г.Н.}} = C_{\text{ПОЛ.Н.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.19)$$

$$\text{Выручка.Н.} = Ц_{\text{ОТП.Н.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.20)$$

$$C_{\text{ПОЛ.Г}} = 596,2 \cdot 20\,000 = 11\,924\,000$$

$$\text{Выручка н} = 598 \cdot 20\,000 = 11\,960\,000$$

5.1.18 Расчет маржинального дохода

$$Д_{\text{МАРЖ}} = \text{Выручка} - З_{\text{ПЕРЕМ.Н.}} \quad (5.21)$$

$$Д_{\text{МАРЖ}} = 11\,960\,000 - 3\,224\,000 = 8\,736\,000$$

5.1.19 Расчет критического объема продаж

Рассчитывается только для проекта:

$$A_{\text{КРИТ}} = \frac{З_{\text{ПОСТ.Н.}}}{Ц_{\text{ОТП.Н.}} - З_{\text{ПЕРЕМ.УД.Н.}}} \quad (5.22)$$

$$A_{\text{КРИТ}} = 8\,700\,000 / (598 - 161,2) = 19917$$

5.1.20 Определение точки безубыточности графическим методом

Графический метод определения критической точки объема производства проектируемого двигателя представлен на рисунке 5.1

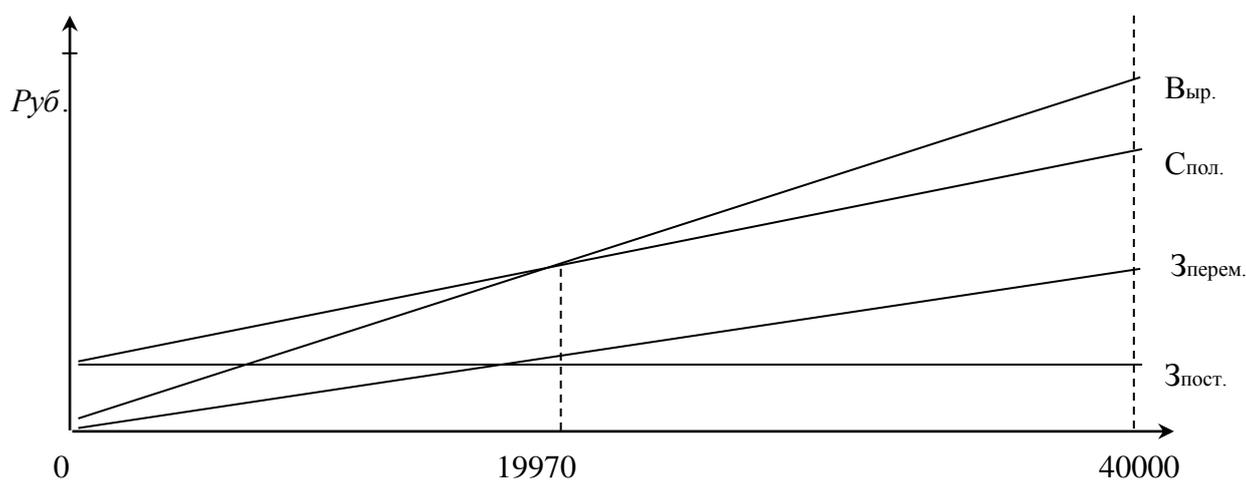


Рисунок 5.1

5.2 Расчет коммерческой эффективности проекта

5.2.1 Выручка по годам

Определяется и для базового и для проектного варианта. Для сопоставимости данных, объем продаж рассчитывается только для проекта и используется для дальнейших вычислений одинаковой для базы и для проекта.

Принимая во внимание малый прирост объемов реализации (5.23)

$$\text{Выручка}_i = C_{\text{отп.}} \cdot V_{\text{прод } i}, \quad (3.4.2.)$$

где $V_{\text{прод } i} = A_{\text{крит}} + \Delta$ — объем продаж в i -году

критического, принимаем выход на объемы реализации сразу после запуска проекта.

$$\text{Выручка} = 11\,960\,000 \text{ руб}$$

5.2.2 Переменные затраты по годам

Определяется и для базового и для проектного варианта.

$$Z_{\text{ПЕРЕМ } i} = Z_{\text{ПЕРЕМ.УД}} \cdot V_{\text{ПРОД } i} \quad (5.24)$$

$$Z_{\text{перем}}^0 = Z_{\text{перем}}^H = 3\,224\,000 \text{ руб}$$

5.2.3 Амортизация

Определяется только для проектного варианта.

$$A_M = Am.уд. * V_{год} \quad (5.25)$$

$$A_M = ((106,27 + 70,85) * 14,3 / 100) * 20\ 000 = 506563,2$$

5.2.4 Полная себестоимость по годам

Определяется и для базового и для проектного варианта.

$$C_{пол.i} = Z_{перем.i} + Z_{пост} \quad (5.26)$$

$$C_{пол.г} = 596,2 * 20\ 000 = 11\ 924\ 000 \text{ руб}$$

Если при изготовлении модернизированный узел дороже, то дальнейший расчет коммерческой эффективности необходимо проводить с учетом общественного эффекта.

5.2.5 Налогооблагаемая прибыль по годам

$$Пр.обл.i = (Выручка.н.i. - Спол.н.i) - (Выручка б.i. - Спол.б.i) \quad (5.27)$$

$$Пр_{обл} = 11\ 960\ 000 - 11\ 924\ 000 = 36\ 000 \text{ руб}$$

5.2.6 Налог на прибыль – 24% от налогооблагаемой прибыли по годам

$$Нпр.i = Пр.обл.i * 0,24 \quad (5.28)$$

$$Нпр = 36\ 000 * 0,24 = 8640 \text{ руб}$$

5.2.7 Прибыль чистая по годам

$$Пр.ч.i = Пр.обл.i - Нпр.i \quad (5.29)$$

$$Пр_ч = 36\ 000 - 8640 = 27\ 360$$

5.2.8 Текущий чистый доход

$$ЧД = 27\ 360 + 506563,2 = 533923,2 \text{ руб} \quad (5.30)$$

5.2.9 Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях

$$J_0 = K_{инв} * \sum C_{пол.н.;i} \quad (5.31)$$

где $K_{инв}$. – коэффициент капиталобразующих инвестиций.

$$J_0 = 0,045 * 11\,924\,000 = 536\,580 \text{ руб}$$

5.2.10 Индекс доходности

$$I_D = ЧД / J_0 \quad (5.32)$$

$$I_D = 533\,923 / 536\,580 = 0,995$$

5.2.11 Срок окупаемости

Называется продолжительность периода от начального момента до момента окупаемости.

$$T_{окуп} = \frac{J_0}{\sum_{i=0}^T ЧД} \quad (5.33)$$

$$Токуп = 536\,580 / 533\,923 = 1,004 \text{ года}$$

Расчет коммерческой эффективности проектируемого узла сводится в таблицу 5.5

Таблица 5.5 – Расчет себестоимости узла

Наименование показателя	Значение показателя
Объем продаж	20 000
Отпускная цена за единицу продукции Цотп, руб.	598,0
Выручка, руб.	11 960 000
Переменные затраты Зперем.н, руб	3 224 000
Амортизация,	506 563,2
Постоянные затраты, Зпост.н., руб	8 700 000
Полная себестоимость, Спол.н., (руб)	11 924 000
Налогооблагаемая прибыль,	36 000
Налог на прибыль	8 640
Прибыль чистая	27 360
Капиталобразующие инвестиции	536 580
Индекс доходности I_D	0,995
Срок окупаемости проекта Токуп., год	1,004

5.3 Анализ полученных экономических показателей и выводы

На основе полученных показателей эффективности внедрения модернизированной коробки передач делаем выводы по следующим пунктам:

1. Себестоимость модернизированной коробки передач немного выше себестоимости базового варианта, однако, за счёт общественной значимости проекта экономический эффект от его внедрения положителен, о чём свидетельствуют приведённые ниже показатели.

2. Индекс доходности (JD).

Данный показатель характеризует относительную отдачу проекта на вложенные в него средства. В данном проекте $JD = 0,995$, что свидетельствует о целесообразности реализации проекта, так как чем ближе JD к 1, тем выше инвестиционная привлекательность проекта.

3. Срок окупаемости проекта.

Чем короче срок окупаемости, тем менее рискованным является проект. Срок окупаемости проекта равен = 1,004 года, что достаточно хорошо.

Таким образом, из выполненного расчета показателей экономической эффективности и приведенного анализа коэффициентов следует вывод, что предлагаемый инвестиционный проект рентабелен.

6 Безопасность и экологичность технического объекта

6.1 Влияние изменений в коробке передач на комфорт и экологическую безопасность автомобиля

В рамках дипломного проекта рассматривается возможность модернизации существующей 5-ти ступенчатой коробки передач, которая даст возможность замены неразборного первичного вал, на сборочную единицу.

В соответствии с ГОСТ Р 51616-2000, позволяющим произвести оценку внутреннего шума автотранспортных средств, допустимый уровень внутреннего шума для рассматриваемого автомобиля, на рабочем месте водителя и пассажирских сидениях, составляет 78 дБ А.

Измерения уровня шума транспортного средства проводят при его разгоне, а также при движении с постоянной скоростью.

На основании ГОСТ Р 52231-2004 «Внешний шум автомобилей в эксплуатации. Допустимые уровни и методы измерения», устанавливающим допустимый уровень внешнего шума для рассматриваемого автомобиля, относящегося к категории M_1 он не должен превышать 96 дБА. Измерения уровня внешнего шума производят на неподвижном автомобиле.

Основным источником внешнего шума является двигатель и его выпускная система, и, следовательно, его интенсивность при прочих равных условиях зависит от рабочих оборотов двигателя. Применение на исследуемом автомобиле шестой передачи коробки передач позволит при движении на высоких скоростях понизить значение максимальной частоты вращения двигателя, что, соответственно, позволит снизить уровень шума, исходящего от автомобиля.

Таким образом, процесс эксплуатации автомобиля на высоких скоростях достигает повышения комфортабельности (снижения уровня шума) автомобиля, а также позволяет снизить концентрацию вредных веществ попадающих в атмосферу вместе с выхлопными газами.

6.2 Анализ опасных и вредных производственных факторов при обработке вторичного вала коробки передач

Опасные и вредные производственные факторы при обработке вторичного вала коробки передач приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

ОВПФ	Источники
1. Физические: - Движущиеся машины и механизмы	Пресс гидравлический 100 кН и 63 кН
- Подвижные части оборудования	Торцовочно-центровочное устройство, автоматические загрузочные устройства, делительные головки двухшпиндельных горизонтально-фрезерных станков, фрезы, накатные линии, поворотный стол, шлифовальные камни
- Передвигающиеся изделия и заготовки	Вторичные валы коробок передач.
- Высокая температура поверхности оборудования (до 50° С)	Копировально-токарный станок, горизонтально-фрезерные станки, шлифовальные станки, ленточный полировальный станок, поверхность обрабатываемых деталей и инструмента, термокамера
- Повышенный уровень шума, вибраций; (уровень звука более 85 дБ А)	Копировально-токарный станок, двухшпиндельные горизонтально-фрезерные станки с делительными головками и автоматическими загрузочными устройствами, камерная моечная машина, шлифовальные станки, ленточный станок.
- Повышенное значение напряжения в электроцепи	Электрические установки
- Повышенный уровень статического электричества	Станки и машины с ременной передачей, течение сталей в термическом цехе
- Влажность (достигает 70 %)	Камерная моечная машина, термический цех
- Отсутствие или недостаток естественного освещения или освещения рабочей зоны, повышенная пульсация светового потока	Люминесцентные лампы, светильники, установленные на металлорежущих станках с не просвечиваемыми отражателями.
- Острые кромки, заусенцы, шероховатости оборудования, инструментов и заготовок.	Осколки инструментов, металлическая стружка обрабатываемых материалов, фрезы, шлифовальные круги
2. Химические: - химические вещества; - производственная пыль.	Синтетические моющие средства, поверхностно-активные вещества для очистки сборочных единиц, герметики, клеи. Обработка металла
3. Психофизиологические: - статические и динамические перегрузки; перенапряжение зрительных и слуховых анализаторов монотонность труда.	Физические перегрузки при установке, закреплении и съёме деталей.

6.3 Мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных производственных факторов

В таблицы 6.2 и 6.3 сведены опасные и вредные производственные факторы (ОВПФ) и защита от них, для участка сборочного цеха.

Таблица 6.2

Название ОВПФ	Коллективные средства защиты	Средства индивидуальной защиты
1 Повышенный уровень шума (85 дБА при норме 80 дБА)	Необходимо: 1) экранирование; 2) изменять направленность излучения шума; 3) рационально планировать рабочие места; 4) производить акустическую обработку помещения (звукопоглощающие облицовки, штучные звукопоглощатели).	Вкладыши, наушники.
2 Повышенный уровень вибраций. От 10 до 15 Гц, От 30 до 40 дБ	1) вибродемпфирование; 2) виброизоляция.	Виброперчатки.
3 Повышенное значение напряжения в электрической сети.	1) организационные мероприятия; 2) технические мероприятия (предупредительные плакаты, заземление, зануление, разделение сети на короткие участки разделителями-трансформаторами, двойная изоляция).	Применение защитных средств и приспособлений: а) изолирующие: основные (резиновые перчатки, инструмент с изолирующими рукоятками), дополнительные (изолирующие подставки); б) ограждающие.
4 Повышенная металлическая запылённость (до 25 мг/м ³)	1) Механизация и автоматизация производственных процессов; 2) герметизация оборудования; 3) применение систем вентиляции; 4) применение замкнутых технологических процессов.	Респираторы, куртки, брюки, комбинезоны, сапоги, перчатки, рукавицы, мази, пасты, очки, щитки.

Таблица 6.3

Название ОВПФ	Организационно-технические мероприятия
1 Подвижные детали	<p>Во избежание механического повреждения от вращающихся и движущихся частей используемого оборудования следует придерживаться следующих правил: 1) перед началом работы на сверлильном станке следует привести в порядок рабочую одежду: застегнуть и подвязать манжеты рукавов, надеть головной убор. Запрещается работать в рукавицах и перчатках, а также с забинтованными пальцами без резиновых напалечников; 2) при установке режущих инструментов следят за надёжностью и прочностью их крепления и правильностью центровки. При смене инструмента шпиндель станка должен быть опущен; 3) установку деталей на станок и снятие со станка производят при отведённом в исходное положение инструменте; 4) в процессе работы инструмент следует плавно подводить к детали. При сверлении не удерживать деталь руками; 5) перед остановкой станка инструмент отводят от обрабатываемой детали. При выключении станка нельзя останавливать шпиндель и патрон нажимом руки, а также прикасаться рукой к сверлу; 6) необходимо проверить исправность крепления груза на тросе противовеса.</p>
2 Острые кромки, заусенцы	<p>1) Оградительные средства защиты препятствуют появлению человека в опасной зоне (стационарные, подвижные, переносные). Стационарное ограждение изготавливают так, чтобы оно не пропускало руки работающего из-за небольших размеров соответствующего технологического проёма. Подвижное ограждение закрывает доступ в рабочую зону при наступлении опасного момента. Переносные ограждения являются временными.</p> <p>2) Предохранительные защитные средства автоматически отключают агрегаты и машины при выходе какого-либо параметра за пределы доступных значений.</p> <p>3) Блокировочные устройства (механические, электрические, фотоэлектрические, радиационные, гидравлические, пневматические, комбинированные) исключают возможность проникновения человека в опасную зону, либо устраняют опасный фактор на время пребывания человека в этой зоне.</p> <p>4) Сигнализирующие устройства дают информацию о работе технологического оборудования, а также об опасных и вредных производственных факторах, которые при этом возникают.</p> <p>5) система дистанционного управления характеризуется тем, что контроль и регулирование работы оборудования осуществляют с участков, достаточно удалённых от опасных зон. Наблюдение производят либо визуально, либо с помощью систем телеметрии и телевидения.</p>

Продолжение таблицы 6.3

<p>3 Психо-физиологические: физическое перенапряжение, монотонность труда, напряжение зрительных анализаторов</p>	<p>Степень утомляемости работающих на основных видах оборудования в цехах машиностроительных заводов обусловлена не только нервной и физической нагрузкой, но и психологическим воздействием окружающей обстановки, поэтому большое значение имеет выбор цвета внешних поверхностей оборудования и помещения. Производственное оборудование и рабочее место должны проектироваться с учётом физиологических и психологических возможностей человека и его антропометрических данных. Необходимо обеспечить возможность быстрого и правильного считывания показателей контрольно-измерительных приборов и чёткого восприятия сигналов. Наличие большого числа органов управления и приборов (шкал, кнопок, рукояток, звуковых и световых сигналов) вызывает повышенное утомление оператора. Органы управления (рычаги, педали, кнопки и др.) должны быть надёжными, легко доступными и хорошо различаемыми, удобными в использовании. Все виды технологического оборудования должны быть удобны для осмотра, смазывания, разборки, наладки, уборки, транспортировки, установки и управления ими в работе.</p>
---	--

6.4 Требования безопасности, предъявляемые к оборудованию

Основными требованиями охраны труда, предъявляемыми при проектировании машин и механизмов, являются безопасность для человека, надёжность и удобство эксплуатации. Требования безопасности определяются системой стандартов безопасности труда.

Безопасность производственного оборудования обеспечивается правильным выбором принципов его действия, конструктивных решений, рабочих тел, параметров рабочих процессов, использованием различных средств защиты. Последние, по возможности, должны вписываться в конструкцию машин и агрегатов. Средства защиты должны быть, как правило, многофункционального типа, т.е. решать несколько задач одновременно. Так, конструкции машин и механизмов, станин станков должны обеспечивать не только ограждение опасных элементов, но и снижение уровня их шума и вибрации; ограждение абразивного круга заточного станка должно конструктивно совмещаться с системой местной вытяжной вентиляции.

Установки повышенной опасности должны быть выполнены с учётом специальных требований органов Госгортехнадзора РФ. При наличии у агрегатов электропривода последний должен быть выполнен в соответствии с Правилами устройства электрических установок; в случае использования рабочих тел под давлением, не равным атмосферному, а также при конструировании и эксплуатации грузоподъёмных машин должны соблюдаться требования Госгортехнадзора РФ. Должны предусматриваться средства защиты от электромагнитных и ионизирующих излучений, загрязнения атмосферы парами, газами, пылью, воздействия лучистого тепла и т.п.

Надёжность машин и механизмов определяется вероятностью нарушения нормальной работы оборудования. Такого рода нарушения могут явиться причиной аварий, травм. Большое значение в обеспечении надёжности имеет прочность машин и агрегатов. Конструкционная прочность определяется прочностными характеристиками как материала конструкции, так и его крепёжных соединений, а также условиями его эксплуатации (наличие смазочного материала, коррозия под действием окружающей среды, наличие чрезмерного изнашивания и т.д.).

Большое значение в обеспечении надёжности работы машин и механизмов имеет наличие необходимых контрольно-измерительных устройств и приборов автоматического управления и регулирования. При несрабатывании автоматики надёжность работы технологического оборудования определяется эффективностью действий обслуживающего персонала. Поэтому производственное оборудование и рабочее место оператора должны проектироваться с учётом физиологических и психологических возможностей человека и его антропометрических данных. Необходимо обеспечить возможность быстрого и правильного считывания показаний контрольно-измерительных приборов и чёткого восприятия сигналов. Наличие большого числа органов управления и приборов вызывает повышенное утомление оператора. Органы управления должны быть надёжными, легкодоступными, хорошо различимыми и удобными в пользовании. Их располагают либо

непосредственно на оборудовании, либо выносят на специальный пульт, удалённый от оборудования на некоторое расстояние.

Все виды технологического оборудования должны быть удобны для осмотра, смазывания, разборки, наладки, уборки, транспортировки, установки и управления ими в работе.

Степень утомляемости работающих на основных видах оборудования в цехах машиностроительных заводов обусловлена не только нервной и физической нагрузкой, но и психологическим воздействием окружающей обстановки, поэтому большое значение имеет выбор цвета внешних поверхностей оборудования и помещения.

6.5 Обеспечение пожаробезопасности на рабочем месте

Под системами пожарной защиты понимаются комплексы организационных мероприятий и технических средств, направленных на предотвращение воздействия на людей опасных факторов пожара, а также ограничение материального ущерба.

Пожарная защита производственных объектов обеспечивается: правильным выбором степени огнестойкости объекта и пределов огнестойкости отдельных элементов и конструкций; ограничением распространения огня в случае возникновения очага пожара; обваловкой и бункеровкой взрывоопасных участков производства; применением систем активного подавления взрыва; применением систем противодымной защиты; обеспечением безопасной эвакуации людей; применением средств пожарной сигнализации, извещения и пожаротушения.

Большое значение при осуществлении мер пожаро – и взрывобезопасности имеет оценка пожарной опасности производства.

В соответствии со строительными нормами и правилами (СН и П21 – 07 – 97 и НПБ 105 - 95) производственные здания и склады по взрывной,

взрывопожарной и пожарной опасности подразделяются на 6 категорий: А, Б, В, Г, Д.

Участок производства по обработке вторичного вала коробки передач отнесён к категории Г – это производства, имеющие несгораемые вещества и материалы в горячем, раскалённом или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистой теплоты, искр и пламени. Здание относится ко второй степени огнеопасности: несущие стены, стены лестничных клеток, колонны по группе возгораемости относятся к несгораемым, с пределом огнестойкости два часа и т.д. Вся планировка здания выполнена в соответствии с категорией и степенью огнеопасности: имеются в наличии пожарная техника (обслуживающие завод пожарные машины), огнетушители (ОППС-10), асбестовые одеяла и другой пожарный инвентарь. Класс пожара – D (металлы и их сплавы).

В здании предусмотрены конструктивные, объемно-планировочные и инженерно-технические решения, обеспечивающие в случае пожара:

- возможность эвакуации людей независимо от их возраста и физического состояния наружу на прилегающую к зданию территорию (далее — наружу) до наступления угрозы их жизни и здоровью вследствие воздействия опасных факторов пожара;
- возможность спасения людей;
- возможность доступа личного состава пожарных подразделений и подачи средств пожаротушения к очагу пожара, а также проведения мероприятий по спасению людей и материальных ценностей;
- нераспространение пожара на рядом расположенные здания, в том числе при обрушении горящего здания;
- ограничение прямого и косвенного материального ущерба, включая содержимое здания и само здание, при экономически обоснованном соотношении величины ущерба и расходов на противопожарные мероприятия, пожарную охрану и ее техническое оснащение.

6.6 Обеспечение электробезопасности

По электробезопасности участок производства по сборке коробки передач следует отнести к особо опасным помещениям: характеризуются наличием высокой относительной влажности (близкой к 100 %) или химически активной средой, разрушающее действующей на изоляцию электрооборудования, или одновременным наличием двух или более условий, соответствующих помещениям с повышенной опасностью. Электробезопасность на производстве обеспечивается соответствующей конструкцией электроустановок; применением технических способов и средств защиты, организационными и техническими мероприятиями (ГОСТ 12.1.019 – 79 и ГОСТ 12.1.030 – 81).

Основными техническими способами и средствами защиты от поражения электрическим током являются: защитное заземление, электрическое разделение сетей, защитное отключение, изоляция токоведущих частей, оградительные устройства, знаки безопасности, изолирующие защитные и предохранительные приспособления.

6.7 Расчёт искусственного освещения

Для расчёта общего освещения горизонтальной поверхности используют метод светового потока.

Количество светильников определим по формуле:

$$N = E \cdot S \cdot k \cdot z / \Phi \cdot \eta, \quad (6.1)$$

где Φ – световой поток одной лампы, лм;

$E = 300$ – минимальная нормируемая освещённость, лк;

$S = 100$ – площадь помещения м²;

$k = 1,5$ – коэффициент запаса, учитывающий старение ламп, запыление, загрязнение;

$z = 1,5$ – отношение средней освещённости к минимальной;

N – число светильников; η – коэффициент использования светового потока.

$$N = 300 \cdot 100 \cdot 1,5 \cdot 1,5 / (4250 \cdot 4) \cdot 0,37 = 9.$$

Применяем люминесцентные лампы ЛД 80-4 мощностью 80 Вт, световой поток равен 4250 лм, средняя продолжительность горения - 10000 ч.

Индекс помещения:

$$I = b \cdot l / (h \cdot (b + l)) = 10 \cdot 10 / (2 \cdot (10 + 10)) = 2,5, \quad (6.2)$$

где b – ширина помещения, м;

l – длина помещения, м;

h – высота подвеса светильника над рабочей поверхностью, м.

Помещение сухое, марка светильника – ПВЛ-1, отражение от потолка – 30%.

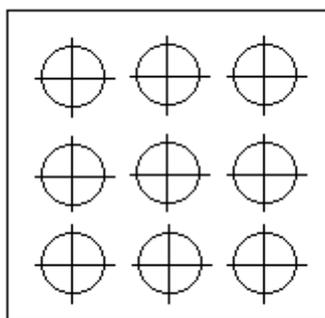


Рисунок 6.1 - Расположение светильников

6.8 Расчет защитного заземления

А) Определение доступного сопротивления заземляющего устройства R_g .
Так как на участке используются установки напряжением до 1000 В, то принимаем $R_g = 4$ Ом.

Б) Определение удельного сопротивления среды заземления ρ .
Заземление производим в грунт- чернозем $\rho = 30$ Ом·м.

В) Определение конфигурации заземлителя.

Расположение заземлителей в ряд.

Г) Выбор типа и размера заземлителя. Тип заземлителя – трубчатый в группе (на глубине $t = 1,2\text{м}$).

Размер заземлителя: - длина $l = 2\text{м}$, диаметр $d = 0,015\text{м}$.

Д) Определение сопротивления растеканию тока с одного заземлителя R_1 .

Для трубчатого заземлителя в группе:

$$R_1 = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{l}{2} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot t + 1}{4 \cdot t - 1} \right) \right), \quad (6.3)$$

$$R_1 = \frac{30}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0,015} + \frac{2}{2} \ln \left(\frac{4 \cdot 1,2 + 1}{4 \cdot 1,2 - 1} \right) \right) = 14,35 \text{ Ом}$$

Е) Определение необходимого количества параллельно соединённых заземлителей:

$$n = \frac{R_1}{R_g}, \quad n = \frac{14,35}{4} = 3,59 \quad (6.4)$$

Принимаем $n = 4$ шт.

Ж) Определение длины соединительного электрода.

$$l_e = 1,05 \cdot m \cdot (n - 1), \quad (6.5)$$

где l_e - длина соединительного проводника, м;

m - расстояние между заземлителями, м;

n - количество заземлителей, шт;

$$l_e = 1,05 \cdot 2 \cdot (4 - 1) = 6,3 \text{ м.}$$

На рисунке 6.2 показана предварительная схема заземления.

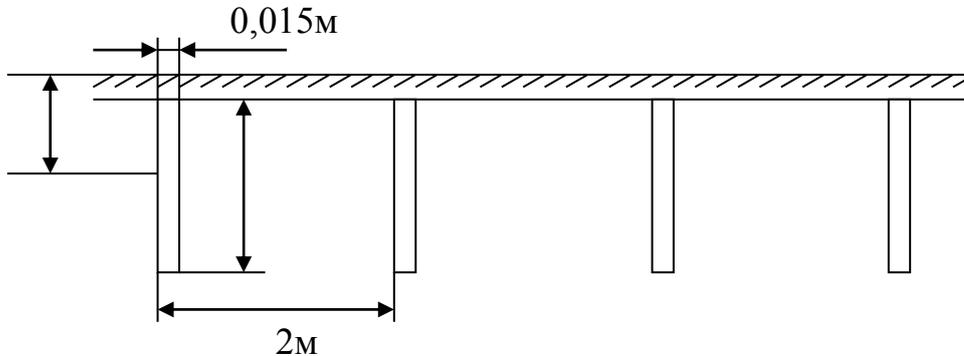


Рисунок 6.2 - Схема заземления

3) Определение сопротивления растеканию тока горизонтального электрода R_r :

$$R_r = \frac{\rho}{2\pi l_e} \cdot \ln \frac{l_e^2}{d \cdot t_c}, \quad (6.6)$$

$$R_r = \frac{30}{2\pi \cdot 6,3} \cdot \ln \frac{6,3^2}{0,015 \cdot 0,2} = 7,19 \text{ Ом.}$$

И) Определение сопротивления растеканию тока искусственных заземлителей:

$$R_n = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \cdot \eta_z + R_2 \cdot n \cdot \eta_b} \quad (6.7)$$

где η_z - коэффициент использования горизонтального электрода с учётом вертикальных электродов,

η_b - коэффициент использования вертикальных электродов, учитывающий их взаимное экранирование.

$$R_n = \frac{14,35 \cdot 7,19}{14,35 \cdot 0,77 + 7,19 \cdot 4 \cdot 0,73} = 3,22$$

Требуемое сопротивление искусственных заземлителей R_n не должно превышать допустимое сопротивление заземляющего устройства R_g :

$$R_n \leq R_g \quad (6.8)$$

Так как $3,22 < 4$, можно считать, что расчёт выполнен верно.

Вывод: в результате произведённого расчёта получаем общую систему заземления, со схемой равномерного размещения заземлителей в ряд, с применением трубчатых вертикальных заземлителей в грунт.

6.9 Микроклимат производственной среды и вентиляция

Параметры микроклимата должны соответствовать ГОСТ ССБТ 12.1.005-88 «Воздух рабочей зоны. Общие требования безопасности». Он устанавливает оптимальные и допустимые показатели микроклимата в производственных помещениях. Оптимальные и допустимые нормы микроклимата в рабочей зоне производственных помещений приведены в таблице 6.4.

Таблица 6.4

Период года	Категория тяжести работ	Температура воздуха, С		Относительная влажность, %	
		Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая
Холодный	Средней тяжести Пб	17÷19	15÷23	40÷60	Не более 75
Теплый	Средней тяжести Пб	20÷22	16÷27	40	Не более 70 (25°С)
Скорость движения					
Оптимальная, не более м/с			Допустимая, м/с		
0,2			0,4		
0,3			0,2÷0,5		

Одним из необходимых условий нормальной жизнедеятельности человека является обеспечение нормальных климатических условий в помещениях, оказывающих существенное влияние на тепловое самочувствие человека.

Методы снижения неблагоприятного влияния производственного микроклимата регламентируются «Санитарными правилами по организации технологических процессов и гигиеническими требованиями к производственному оборудованию» и осуществляются комплексом технологических, санитарно-технических, организационных и медико-профилактических мероприятий.

Ведущая роль в профилактике влияния высоких температур принадлежит технологическим мероприятиям: замена старых и внедрение новых технологических процессов и оборудования, способствующих оздоровлению неблагоприятных условий труда.

К группе санитарно-технических мероприятий относится применение коллективных средств защиты: общеобменная вентиляция или кондиционирование воздуха. Общеобменной вентиляции при этом отводится ограниченная роль – доведение условий труда до допустимых с минимальными эксплуатационными затратами.

В цехе сборки коробки передач осуществляется смешанная вентиляция, т.е. общеобменная механическая и естественная (в теплый период года).

Применение общеобменной вентиляции обосновано тем, что при сборке нет локализованных источников тепло- и влаговывделений, а также отсутствуют фиксированные источники вредных веществ. В холодное время года вентиляцию совмещают с воздушным отклонением.

6.10 Экологическая экспертиза объекта

В целях защиты людей администрация предприятий должна принимать меры к тому, чтобы соблюдались предельно допустимые концентрации вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу.

Для защиты атмосферы на предприятиях имеются установки для очистки воздуха у заточных станков и шероховальных станках. Для этого применяются пористые фильтры, на которых оседают мельчайшие частицы пыли.

Наибольшее количество вредных выбросов образуется при работе двигателей на режимах холостого хода и с максимальной мощностью. Поэтому для снижения загрязнения атмосферы создают условия для равномерного движения. Также применяют специальные присадки к топливу для снижения выбросов CO, углеводородов, сажи и других компонентов.

На предприятии также образуются стоки хозяйственно-бытовых, производственных, ливневых вод, а также вод от мойки автомобилей. Хозяйственно-бытовые стоки направляются в канализацию и там проходят утилизацию на специальных предприятиях. Все другие виды стоков очищаются на специальных сооружениях предприятия. Первой стадией является механическая очистка – отстой, рассчитанная на удаление взвесей и дисперсно-коллоидных частиц. По окончании отстоя с поверхности воды собирают и удаляют нефтепродукты.

Для очистных сооружений ливнестоков и мойки автомобилей применяют железобетонные очистные сооружения, состоящие из песколовки, отстойника, фильтра, устройства механизации удаления нефтепродуктов и осадка.

Эффективность работы пыле- и газоулавливающих сооружений проверяют путём отбора проб выбрасываемого из них воздуха и их лабораторного анализа, результаты которого сравнивают с нормативами предельно допустимых выбросов (ПДВ), утверждёнными региональной инспекцией Государственного комитета по гидрометеорологии и контролю природной среды и местной санитарно-эпидемиологической станцией Минздрава России. Эффективность работы водоочистных сооружений заключается в своевременном отборе нефтепродуктов, поступающих туда. В процессе эксплуатации ежемесячно проводят лабораторный анализ воды, которую отбирают на входе и выходе очистного сооружения. Если анализ показал превышение количества загрязняющих веществ, сбрасываемых в

поверхностные водные объекты, то проводят внеочередную очистку отстойников.

6.11 Защита работающих в чрезвычайных и аварийных ситуациях

При возникновении аварийной ситуации необходимо выключить оборудование, используя аварийный выключатель, например:

- при попадании посторонних предметов в транспорт автоматических линий, направляющих силовых головок, на позиции загрузки и выгрузки;
- при попадании человека в опасную зону;
- при загорании электрооборудования;
- при коротком замыкании;
- при неправильной ориентации детали на транспорте и рабочих позициях;
- при срабатывании какого-либо агрегата, который может привести к серьезным поломкам линии или агрегата.

При наличии травм оказать первую медицинскую помощь пострадавшему, сообщить о случившемся мастеру или бригадиру, отправить пострадавшего в ближайший медицинский пункт.

В случае возникновения пожара или природного катаклизма должна быть обеспечена возможность безопасной эвакуации людей. Согласно СнИП П-2 – 80, число эвакуационных выходов следует иметь не менее двух. Допускается иметь одну дверь, ведущую к эвакуационным выходам из помещений, расположенных на любом этаже с числом работающих не более: 5 человек при площади пола не более 110 м² с производствами категорий А, Б, и Е; 25 человек при площади не более 300 м² с производствами категории В; 50 человек при площади пола не более 600 м² с производствами категории Г и Д. Эвакуационный выход из подвалов допускается проектировать в помещения, расположенные на первом этаже. Лестницы должны быть шириной не менее 0,7 м с уклоном не более 1:1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломном проекте было предложено заменить неразборный первичный вал, на сборочную единицу. Результатом данного дипломного проекта является модернизация коробки передач автомобиля ВАЗ-2110. Модернизация включает в себя замену неразборного первичного вала на сборочную единицу. Вал разделить на две части соединенные шлицевым соединением и установить (напрессовать) съемные зубчатые венцы на шестерни 2, 3 и 4 передачи. Также изготовить вал из другого материала.

Данное нововведение позволяет нам увеличить ресурс коробки передач в целом, снизить себестоимость ремонта в случае выхода из строя любой из шестерен 2, 3 или 4 передач и при каких - либо повреждениях основной части ведущего вала.

1) Проведен тягово – динамический расчет, в котором рассчитаны все основные характеристики автомобиля.

2) Проведен расчет деталей коробки передач.

3) Разработан технологический процесс сборки ведомого вала коробки передач. Рассчитан такт сборки равный 4.71, и описан процесс сборки ведомого вала.

4) Описаны мероприятия по технике безопасности при сборке коробки передач. Указаны действия при пожарной опасности на производстве. Мероприятия для защиты от шума, вибрации, электричества. Проведены инженерные расчеты искусственного освещения и защитного заземления рабочего участка

5) Расчет коммерческой эффективности проекта показал, что предлагаемый инвестиционный проект рентабелен.

Таким образом, проведенной модернизацией коробки передач легкового автомобиля 2-го класса достигнута поставленная перед дипломным проектированием цель - снижения себестоимости ремонта в случае выхода из строя шестерен 2,3 и 4 передач и увеличение ресурса в целом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вахламов В. К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей : учеб. пособие [Текст] / В. К. Вахламов. - Гриф УМО. - М. : Академия, 2007. - 551 с. ISBN 978-5-7695-3793-6 : 323-00.
2. Вахламов В. К. Автомобили : конструкции и элементы расчета : учеб. для вузов [Текст] / В. К. Вахламов. - Гриф УМО. - М. : Академия, 2006. - 479 с. - ISBN 5-7695-2638-6 : 263-30.
3. Скутнев В.М. Автомобили. Основы конструирования и расчета автомобиля [Текст] : Методические указания к изучению дисциплины «Автомобили» и выполнение практических работ. Часть 3.-Тольяти: ТГУ,2006.-48с.
4. Русанов М. А. Коробки Передач [Текст] : Ч., 2005.- 48с.
5. Черепанов Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: Учебное пособие [Текст] / Составитель Л.А. Черепанов – Тольятти: ТолПИ,2001.-С.40.
6. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» [Текст] / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц В. Ф. Родионов – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
- 7.Бухарин Н.А. Автомобили. М., “Машиностроение“, 1973.
8. Гольд А.И. Прочность и долговечность автомобиля. М., “Машиностроение“, 1986.
9. Гришкевич А. И. Проектирование трансмиссии автомобилей: Справочник. [Текст] / А.И. Гришкевич – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
- 10.Гришкевич А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Мн., “Высшая школа“, 1985.
- 11.Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя [Текст] : Машиностроение ,1979.

12. Калашников С.Н. Справочник. Производство зубчатых колес. [Текст] : М., «Машиностроение», 1975.
13. Калашников С.Н. Справочник. Производство зубчатых колес. М., «Машиностроение», 1975.
14. Кудрявцев В.Н. Упрощенное проектирование зубчатых передач. Л., «Машиностроение», 1967.
15. Дымшиц И.И. Коробки передач. М., Машгиз, 1960.
16. Раймпель Й. Шасси автомобиля. М., «Машиностроение», 1983.
17. Цитович И.С. Трансмиссии автомобилей. Мн., Наука и техника, 1979.
18. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). М., «Машиностроение», 1969.
19. Чернин И.М. Расчеты деталей машин. Мн., «Высшая школа», 1978.
20. Проектирование технологических процессов сборки: учеб.-метод. Пособие [Текст] /Воронов Д.Ю. [и др] – Тольятти, : ТГУ, 2011.- 112с.
21. Горина Л.Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта» [Текст] : Уч.-методическое пособие. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. –33 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Внешняя скоростная характеристика двигателя

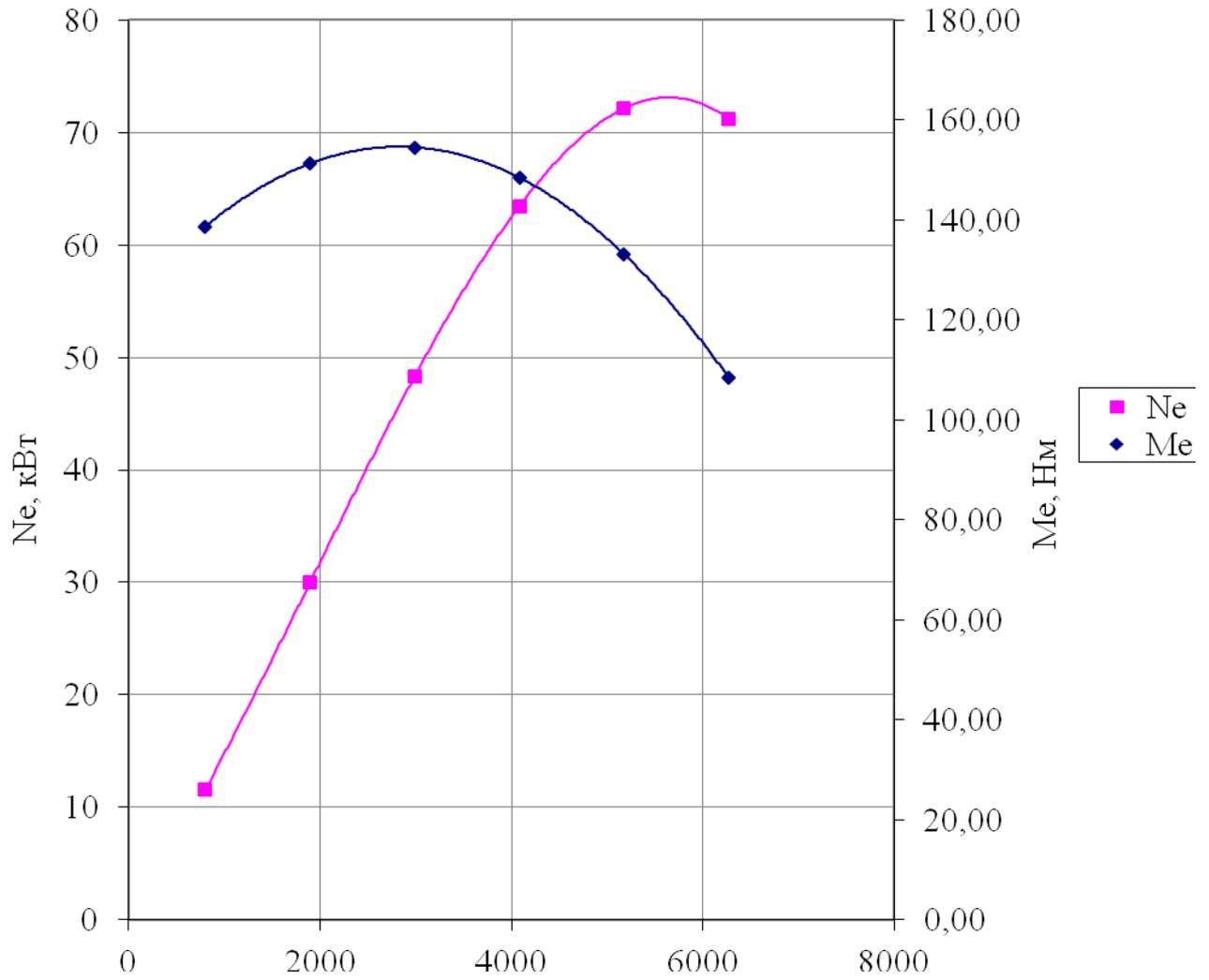


Рисунок А.1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

Силовой баланс

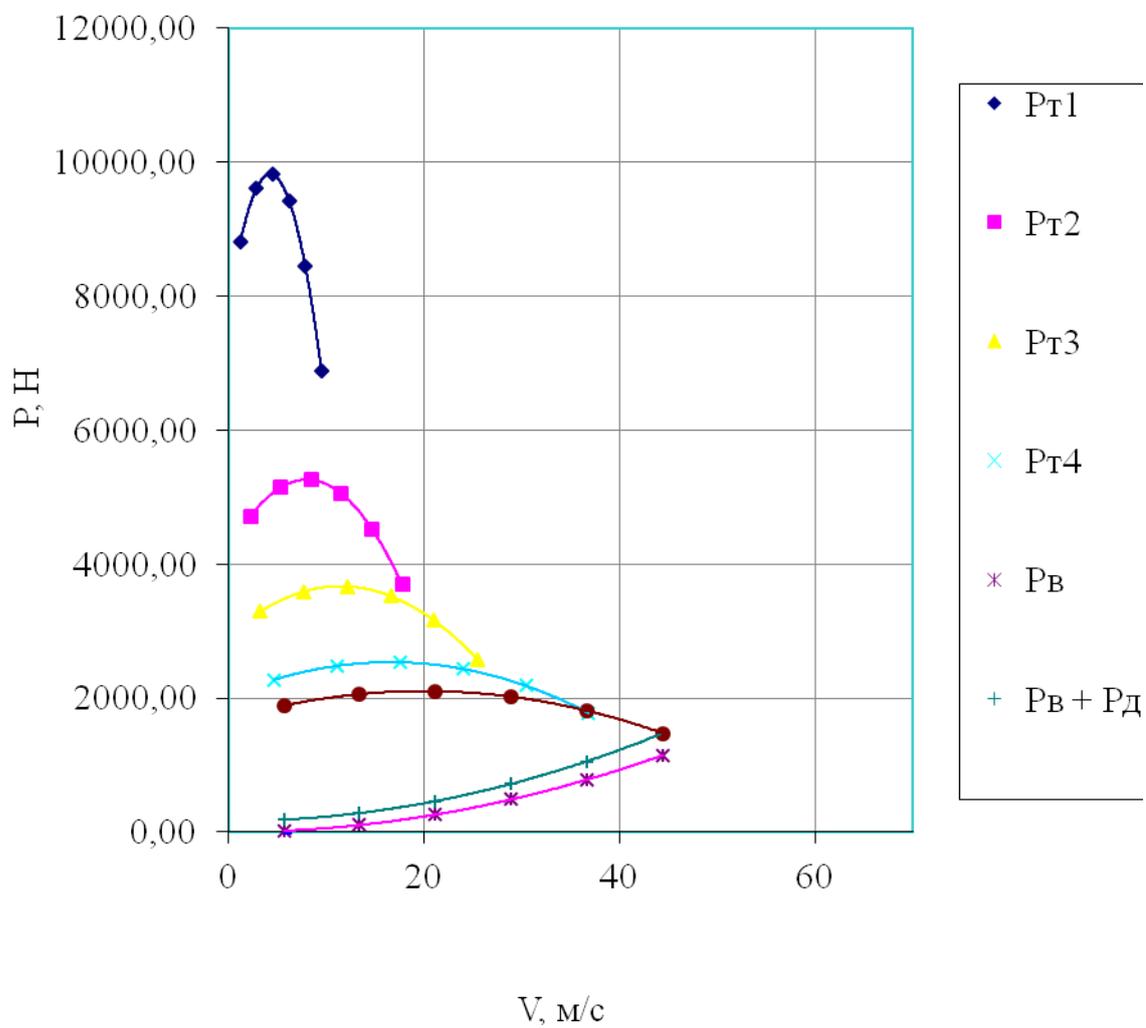


Рисунок А.2 - Силовой баланс

Динамический фактор

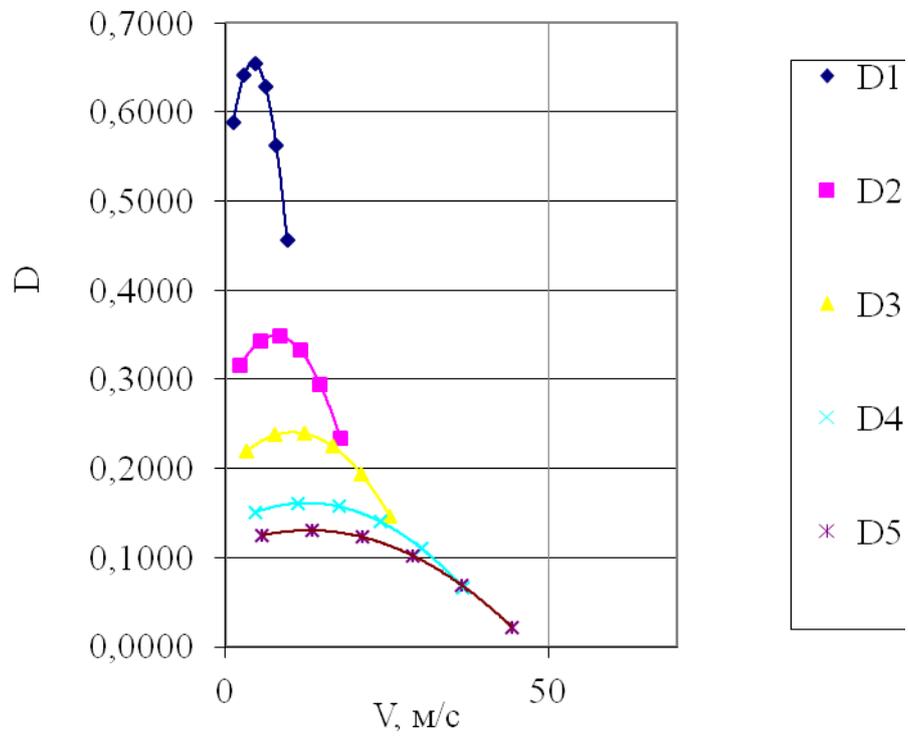


Рисунок А.3 - Динамический фактор

Ускорения автомобиля

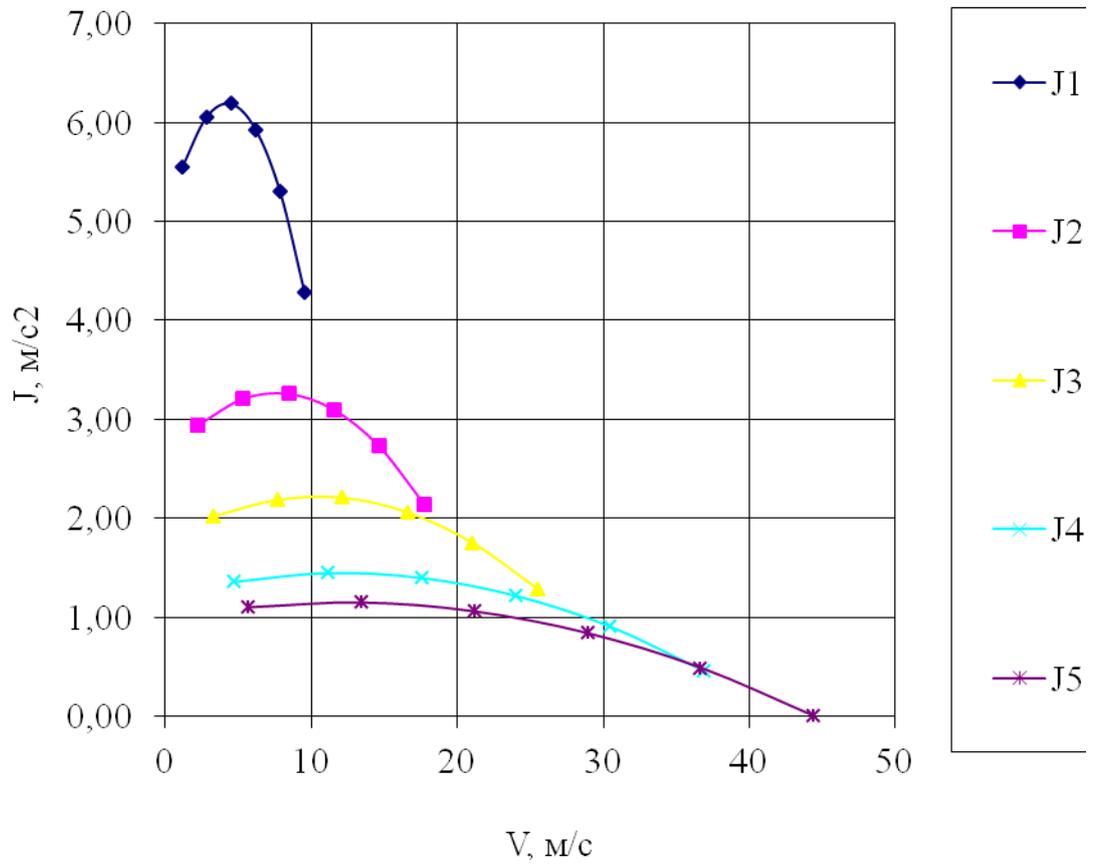


Рисунок А.4 - Ускорения автомобиля

Обратные ускорения автомобиля

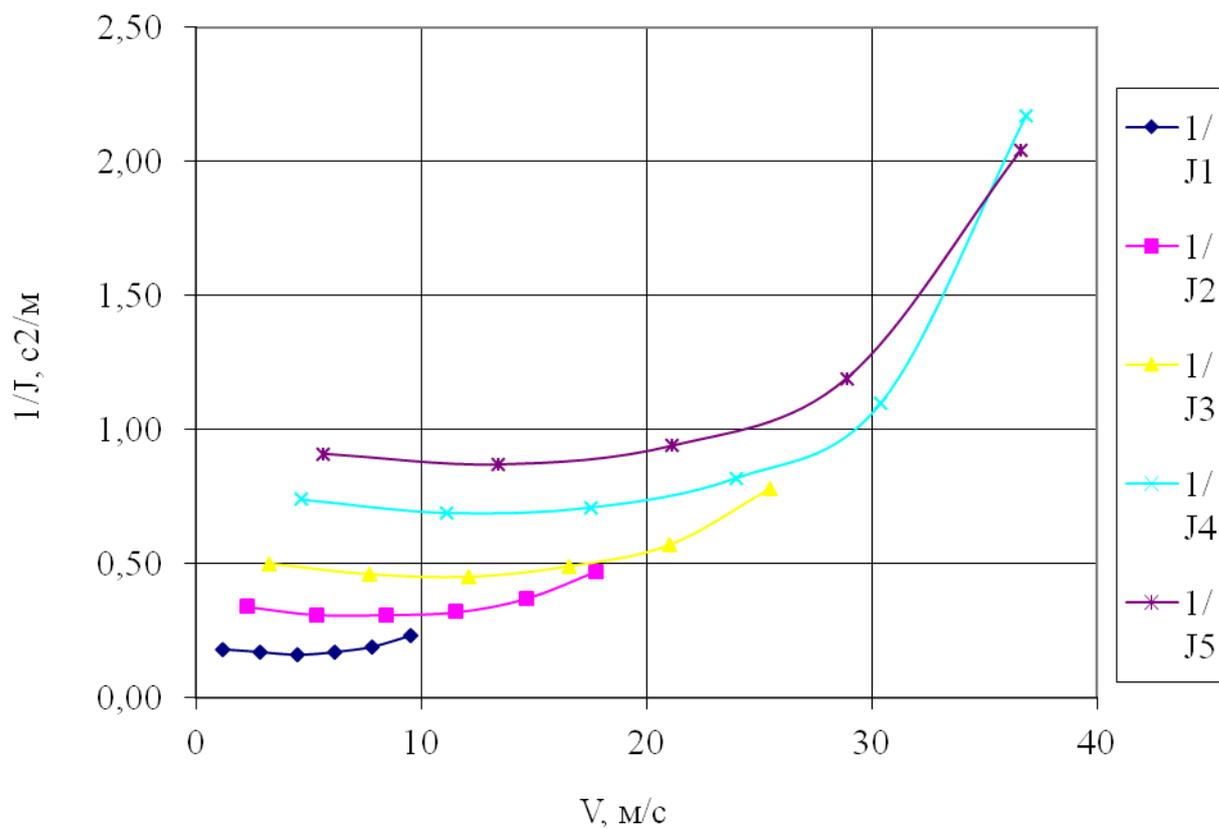


Рисунок А.5 - Обратные ускорения автомобиля

Время разгона автомобиля

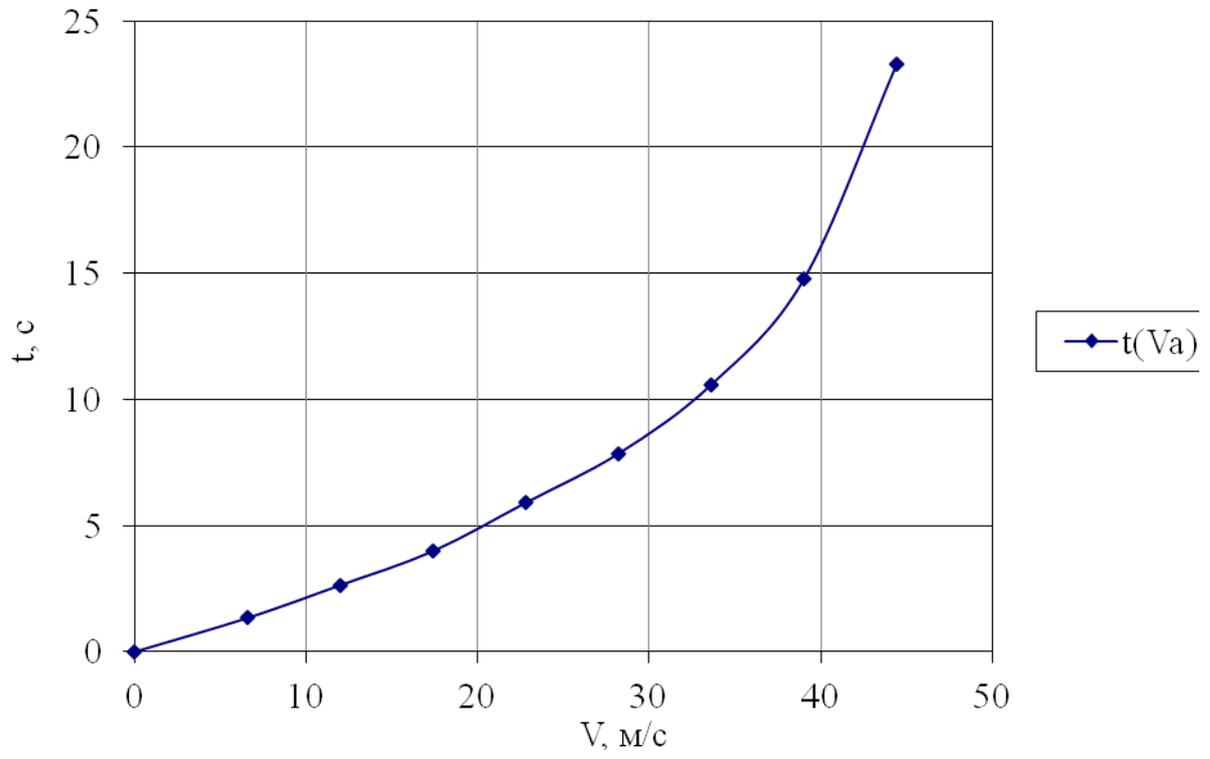


Рисунок А.6 - Время разгона автомобиля

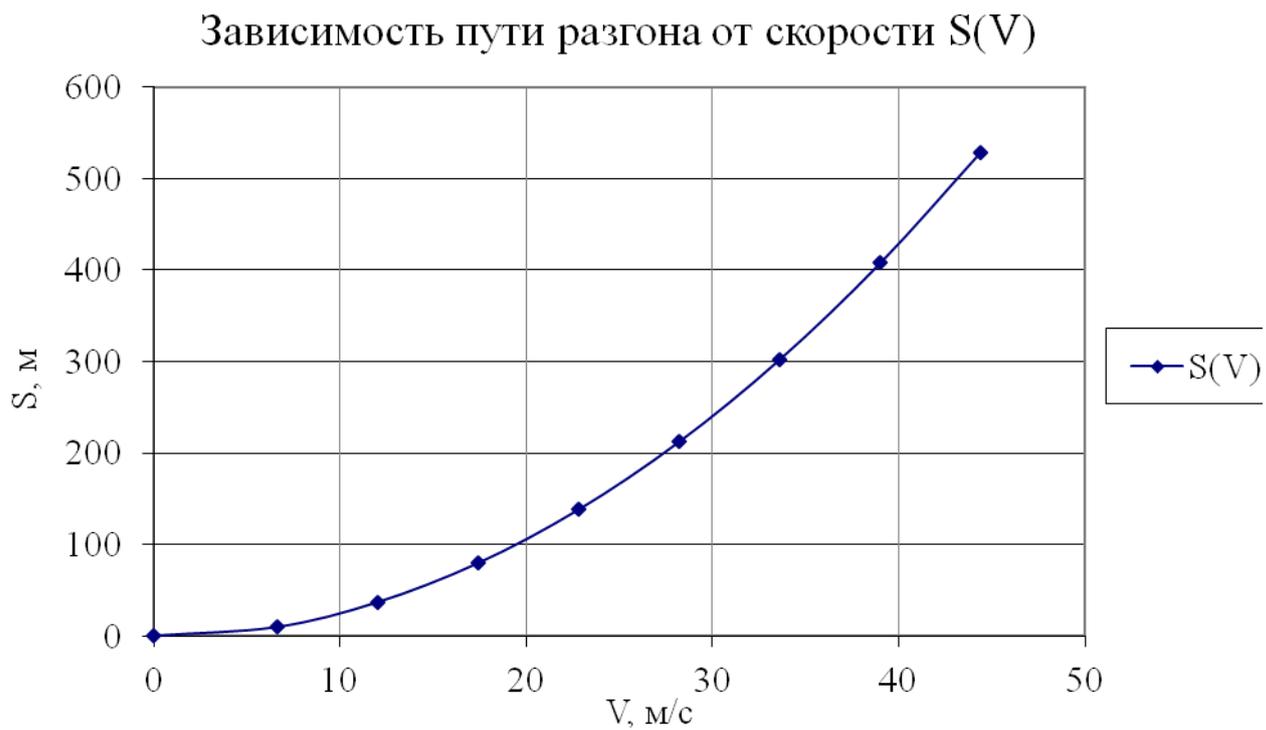


Рисунок А.7 - Зависимость пути разгона от скорости $S(V)$

Мощностной баланс на передаче, обеспечивающей V_{max} автомобиля

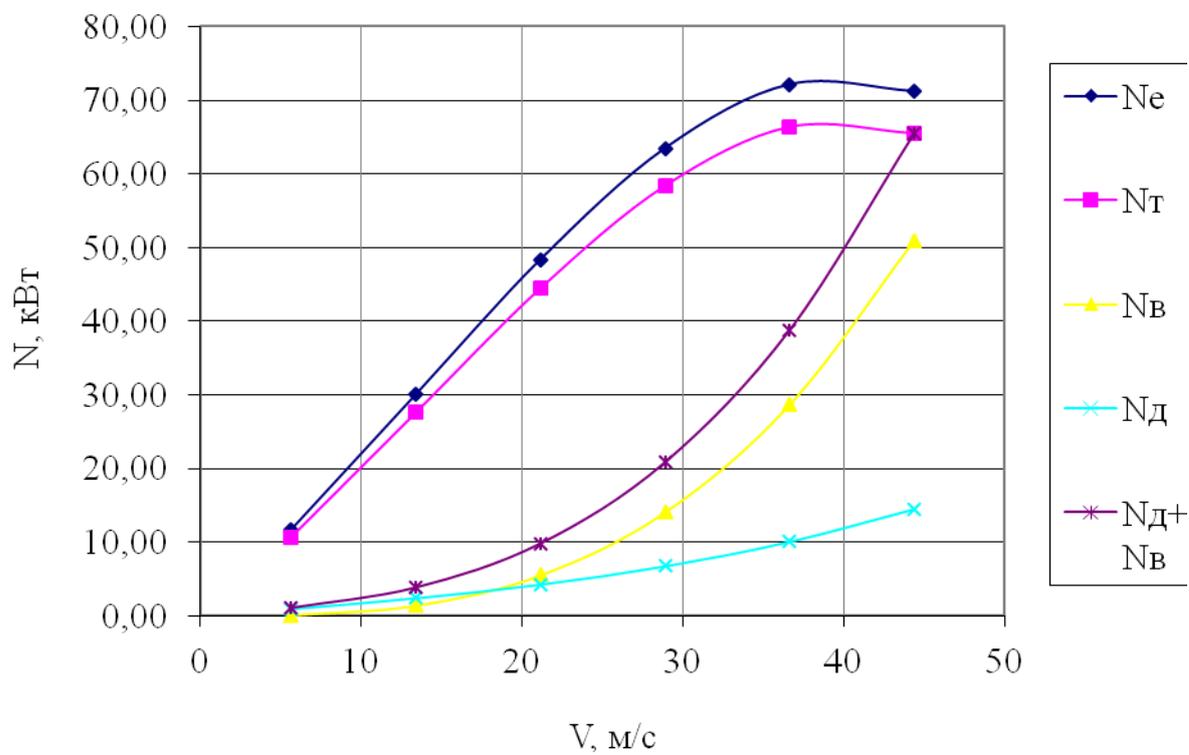


Рисунок А.8 – Мощностной баланс на передаче, обеспечивающей V_{max} автомобиля

Топливо-экономическая характеристика автомобиля

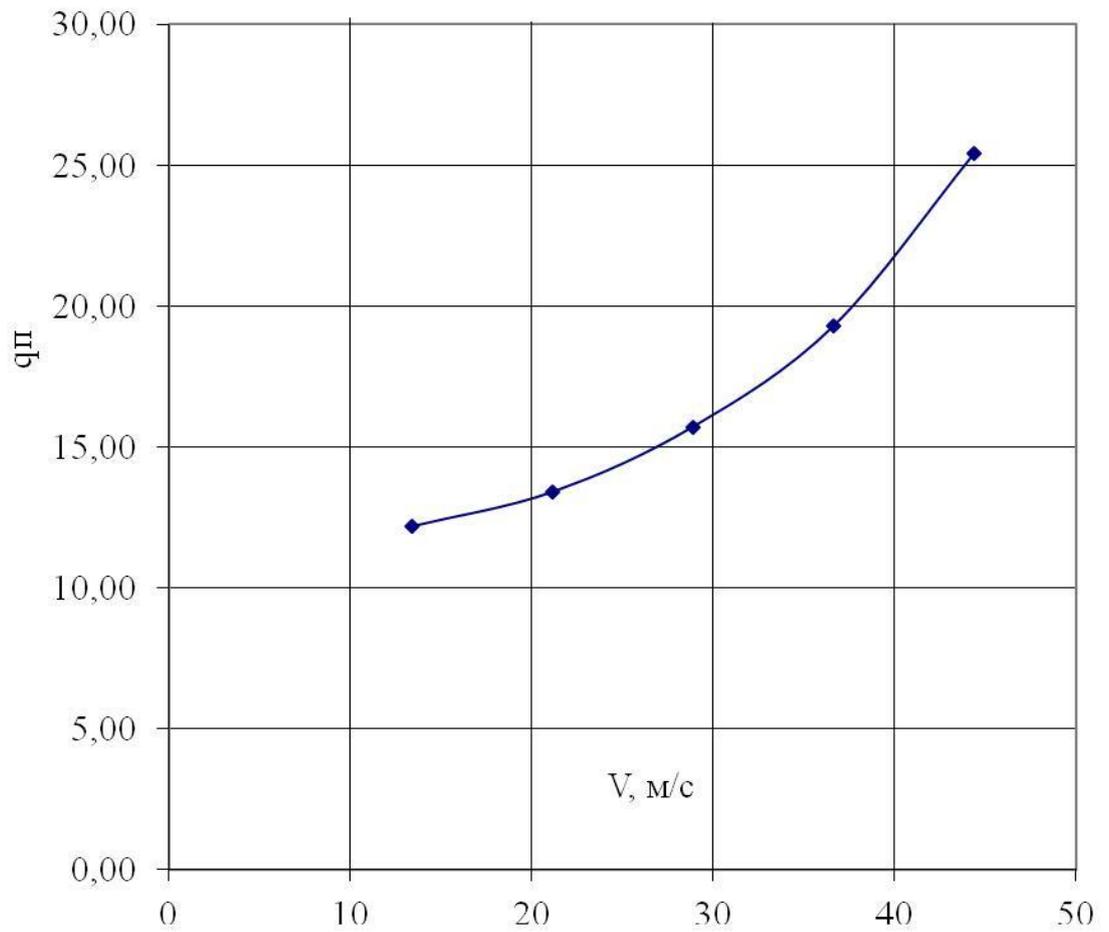


Рисунок А.9 – Топливо – экономическая характеристика
автомобиля

Приложение Б

Гор. примен.		Формат	Гор.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		Зона						
Стрел. №		A4			Документация			
		A1		1700010 СБ	Сборочный чертеж	1		
Годп. и дата					Детали			
			1	1601010	Картер сцепления	1		
			2	1701010	Картер коробки передач	1		
			3	1701430	Сальник первичного вала с пружиной	1		
			4	1701180	Подшипник вторичного вала передний	1		
			5	1701110	Синхронизатор 1-й и 2-й передачи	1		
			6	3802833	Шестерня ведущая привода спидометра	1		
			7	2301034/ 35	Сальник полуоси с пружиной правой/ левой	1		
			8	2303010	Дифференциал переднего моста с ведомой шестерней	1		
			9	2303036	Подшипник дифференциала	2		
			10	1700030	Заглушка сальника полуоси транспортная	2		
			11	1701112	Шестерня 1-й передачи вторичного вала	1		
	12	1701127	Шестерня 2-й передачи вторичного вала	1				
Годп. и дата		16 ДП.01.012 - 1700010						
		Изм.	Лист	№ докум.	Годп.	Дата		
Инв. № подл.	Разраб.	Платонов.				Лист	Лист	Листов
	Проев.	Окутнев					1	2
	Руков.	Окутнев				ТГУ, ИМ, гр. АТ-1101		
	Исполн.	Егоров						
	Утв.	Бобровский						
Коробка передач в сборе								
Копировал						Формат А4		

Рисунок Б.1 – Первый лист спецификации

Ив. № подл.	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Годп. и дата	Ив. № подл.	Годп. и дата	Формат	Зона	Гр.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Ив. № подл.				Лист
													Изм.	Лист	№ докум.	Годп.	
								13	1701131	Шестерня 3-й передачи вторичного вала	1						
								14	1701114	Синхронизатор 3-й и 4-й передачи	1						
								15	1701146	Шестерня 4-й передачи вторичного вала	1						
								16	1701132	Шестерня 5-й передачи вторичного вала	1						
								17	1701133	Втулка шестерни 5-й передачи	1						
								18	1701105	Вал вторичный	1						
								19	1701205	Крышка задняя	1						
								20	1701148	Шайба упорная шестерни 4-й передачи	1						
								21	1701159	Шайба упорная шестерни 5-й передачи	1						
								22	1701164	Кольцо блокирующее синхронизатора	5						
								23	1701118	Синхронизатор 5-й передачи	1						
								24	1701244	Гайка заднего конца первичного вала	1						
								25	1701034	Кольцо установочное заднего подшипника	1						
								26	1701033	Подшипник первичного вала задний	1						
								27	1701030	Вал первичный	1						
								28	1701031	Подшипник первичного вала передний	1						
									Стандартные изделия								
								100		Шайба 6H ГОСТ 6402-70	8						
								101		Болт M8x35 ГОСТ 15589-70	8						
								102		Болт M10x30 ГОСТ 15589-70	8						
								103		Болт M16x30 ГОСТ 15589-70	2						
16.ДП.01.012 - 1700010												Лист					
												2					

Копировал

Формат А4

Рисунок Б.2 – Второй лист спецификации

Приложение В

Изм. №	Изм. №	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Годп. и дата	Стр. №	Герв. примен.	Формат	Зона	Грз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
							A4	A1						
											Документация			
										1701105 СБ	Вал ведомый в сборе	1		
											Детали			
								1	1701105	Вал ведомый	1			
								2	1701027	Шестерня 2-ой передачи ведомого вала	1			
								3	1701164	Кольцо блокирующее синхронизатора 2-ой передачи	1			
								4	1701117	Стопорное кольцо ступицы синхронизатора 1-ой и 2-ой передачи	1			
								5	1701119	Ступица муфты	1			
								6	1701175	Муфта синхронизатора	1			
								7	1701170	Пружина	3			
								8	1701171	Сухарь	3			
								9	1701173	Фиксатор	3			
								10	1701110	Синхронизатор 1-й и 2-й передачи	1			
								11	1701164	Кольцо блокирующее синхронизатора 1-ой передачи	1			
								12	1701112	Шестерня 1-й передачи ведомого вала	1			
								13	1701117	Стопорное кольцо ступицы синхронизатора 1-ой и 2-ой передачи	1			
								14	1701180	Подшипник роликовый	1			
								15	1701131	Шестерня 3-й передачи ведомого вала	1			
16 ДП.01.012 - 1701105														
		Изм. Лист		№ докум.		Годп.		Дата						
		Разраб. Платонов		Проев. Скуннев		Руков. Скуннев		Нконтр. Егоров		Лит.		Лист		Листов
		Утв. Бобровский								1		3		
Вал ведомый										ТГУ, ИМ гр. АТ- 1101				
Копировал										Формат А4				

Рисунок В.1 – Первый лист спецификации

Приложение Г

Гориз. примен.		Формат	Зона	Гор.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						Документация		
		A1			1701030 СБ	Сборочный чертеж	1	
Стр. №						Детали		
			1		1701054	Зубчатый венец 2-ой передачи	1	
			2		1701055	Зубчатый венец 3-ей передачи	1	
			3		1701056	Зубчатый венец 4-ой передачи	1	
			4		1701164	Стопорный винт	6	
			5		1701030	Вал ведущий	1	
Гориз. и дата								
Взам. инв. №								
Инв. № добул.								
Гориз. и дата								
					16 ДП.01.012 - 1701030			
Инв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Год.	Дата		
		Разраб.	Платонов				Лист	Листов
		Прое.	Скутнев				1	1
		Руков.	Скутнев				Вал ведущий	
		Нконтр.	Егоров					
		Утв.	Бобровский				ТГУ, ИМ, гр. АТ-1101	
							Копировал	
							Формат А4	

Рисунок Г.1 – Первый лист спецификации