

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

**ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

(институт)  
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль))

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

на тему Переднеприводный легковой автомобиль 1 кл. Модернизация сцепления

Студент(ка)	<u>А.А. Антошкин</u> (И.О. Фамилия)	_____	(личная подпись)
Руководитель	<u>И.Р. Галиев</u> (И.О. Фамилия)	_____	(личная подпись)
Консультанты	<u>Л.Л. Чумаков</u> (И.О. Фамилия)	_____	(личная подпись)
	<u>Д.Ю. Воронов</u> (И.О. Фамилия)	_____	(личная подпись)
	<u>А.Н. Москалюк</u> (И.О. Фамилия)	_____	(личная подпись)
	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	_____	(личная подпись)

**Допустить к защите**

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент А.В. Бобровский  
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия) \_\_\_\_\_  
(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ г.

Тольятти 2016

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 Антошкин Антон Александрович

1. Тема Переднеприводный легковой автомобиль 1 кл. Модернизация сцепления.

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

3. Исходные данные к дипломному проекту

Снаряженная масса  $m_0 = 1080$  кг; число мест – 5; максимальная скорость  $V_{max} = 169$  км/ч;

$\square_{max} = 5255$  об/мин;  $\square_{min} = 1000$  об/мин;  $f_o = 0,010$ ;  $C_x = 0,38$ .

Цель проекта: Модернизация сцепления автомобиля Lada-11183 путем замены ведомого  
диска «ВИС» на ведомый диск фирмы «Valeo».

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

**Аннотация**

**Введение**

**1. Состояние вопроса**

1.1. Назначение агрегата или системы

1.2. Требования, предъявляемые к конструкции агрегата или системы.

1.3. Классификация конструкций агрегата или системы

1.4. Обзор и тенденции развития конструкции агрегата или системы.

1.5. 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 сцепления.**

#### **5. Анализ экономической эффективности объекта**

**Определение показателей экономической эффективности от внедрения модернизированной конструкции сцепления.**

#### **6. Безопасность и экологичность объекта**

**Определение опасных и вредных производственных факторов на участке сборки сцепления и разработка мероприятий по обеспечению безопасных условий труда.**

#### **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 чертежи ..... листов формата .....

Детализовка ..... 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 \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

Анализ экономической эффективности объекта \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

Безопасность и экологичность объекта \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

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

Руководитель выпускной квалификационной работы

И.Р. Галиев

Задание принял к исполнению

А.А. Антошкин

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  
(подпись) (И.О. Фамилия)

«02» февраля 2016г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН**  
**выполнения дипломного проекта**

Студента Антошкин Антон Александрович

по теме Переднеприводный легковой автомобиль 1 кл. Модернизация сцепления.

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)

\_\_\_\_\_ И.Р. Галиев

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ А.А. Антошкин

## АННОТАЦИЯ

Ведомый диск сцепления в сборе – важнейшая часть фрикционного сцепления, лимитирующий его ресурс. Цель дипломного проекта повысить надежность, долговечность ведомого диска сцепления, его перспективность за счёт унификации и возможности установки на широкую гамму перспективных двигателей.

Основными задачами проекта являются:

- обеспечить эффективное гашение крутильных колебаний трансмиссии при переходе на шестиоконную схему демпфера;
- обеспечить требуемую прочность и жесткость самого ведомого диска;
- обеспечить унификацию и установку на широкую гамму перспективных двигателей;
- обеспечить технологичность сборки и производства деталей с минимальными капитальными затратами.

Для решения поставленных задач производится анализ конструкции ведомого диска и принимается в качестве проектного варианта ведомый диск фирмы “Valeo”.

В разделе пояснительной записки «Технико-экономическое обоснование проекта» излагается назначение сцепления автомобиля, предъявляемые к нему требования, классификация конструкций, принцип работы сцепления, обзор и тенденции развития конструкции привода сцепления, выбор и обоснование принятого варианта конструкции.

В конструкторской части диплома проводится тягово-динамический расчет автомобиля, расчет параметров сцепления, в частности назначаются предварительные кинематические параметры элементов привода сцепления для выбранной расчётной схемы, производится расчёт предварительного передаточного числа привода и полного хода педали сцепления, затем рассчитывается максимального усилия на педали сцепления.

Производится разработка технологической схемы сборки ведомого диска сцепления.

Для определения вредных факторов техпроцесса сборки ведомого диска производится описание рабочих мест, оборудования и вспомогательных технологических операций. По выявленным опасным и вредным производственным факторам определяется состав мероприятий по разработке безопасных условий труда и производится расчёт вентиляции и освещения рассматриваемого участка. А также производится анализ экологических показателей разработанной конструкции сцепления.

В экономической части диплома проводится расчет затрат на производство нового изделия, расчет точки безубыточности производства нового изделия, расчет коммерческой и общественной значимости проекта.

В дипломном проекте предпринята попытка решить следующие задачи: улучшить плавность включения автомобиля, произвести анализ изменяемой конструкции, а также сделать вывод на основе полученных данных.

В приложение помещены спецификации к чертежам.

Пояснительная записка включает в себя листов.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение</b> .....	9
<b>1 Состояние вопроса</b> .....	10
1.1 Назначение сцепления автомобиля.....	10
1.2 Требования к сцеплениям легковых автомобилей.....	10
1.3 Классификация сцепления автомобилей.....	11
1.4 Обзор и тенденции развития конструкций сцепления.....	12
1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции.....	33
<b>2 Патентные исследования</b> .....	36
<b>3 Конструкторская часть</b> .....	37
3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля.....	37
3.8 Расчет механизма сцепления легкового автомобиля ВАЗ-11183.....	46
<b>4 Технологическая часть</b> .....	65
4.1. Анализ технологичности конструкции .....	65
4.2 Разработка технологической схемы сборки ведомого диска.....	66
4.3 Составление перечня сборочных работ.....	67
4.4 Определение трудоемкости сборки .....	71
4.5 Определение типа производства.....	72
4.6. Выбор организационной формы сборки.....	72
4.7 Составление маршрутной технологии.....	73
<b>5 Безопасность и экологичность проекта</b> .....	77
5.1 Анализ экологических показателей разработанной конструкции сцепления.....	77

5.2	Описание производственного участка.....	79
5.3	Анализ опасных и вредных производственных факторов.....	80
5.4	Воздействие опасных и вредных производственных факторов на работающих участках.....	81
5.5	Мероприятия по обеспечению безопасных условий труда.....	83
5.6	Расчет искусственного освещения.....	88
5.7	Расчет защитного заземления.....	91
5.8	Экологическая экспертиза разрабатываемого объекта.....	93
5.9	Безопасность объекта при аварийных и чрезвычайных ситуациях.....	94
<b>6</b>	<b>Технико-экономическая оценка модернизируемого сцепления.....</b>	<b>96</b>
6.1	Исходные данные для расчета себестоимости проектируемого сцепления.....	97
6.2	Расчет точки безубыточности проекта.....	103
6.3	Расчет коммерческой эффективности проекта.....	106
6.4	Расчет экономии от повышения надежности и долговечности проектируемого узла.....	110
6.5	Вывод.....	113
	<b>Заключение.....</b>	<b>114</b>
	<b>Список литературы.....</b>	<b>117</b>
	<b>Приложения.....</b>	<b>118</b>
	Приложение А Графики тягового расчета.....	118
	Приложение Б .....	126



## ВВЕДЕНИЕ

Автомобилестроение в последние годы является одной из самых наукоемких отраслей тяжелой промышленности. В связи с все более ужесточающимися международными требованиями в области безопасности, охраны окружающей среды и растущей конкуренцией в результате проникновения на российский рынок ведущих западных фирм, большое значение приобретает разработка и создание более прогрессивных моделей автомобилей, совершенствование конструкций агрегатов автотранспортных средств, изучение их, улучшение эксплуатационных качеств.

Современные методы расчетно-теоретических исследований позволяют на начальной стадии проектирования автомобиля и его агрегатов с большой достоверностью расчетным путем обеспечивать заданные функциональные характеристики. Такие расчёты требуют проведения большого объема работ с применением вычислительной техники.

Проектирование трансмиссии автомобиля обычно осуществляется в такой последовательности: в зависимости от назначения автомобиля определяют принципиальную схему трансмиссии, рассматривают основные характеристики, выбирают принципиальные схемы агрегатов, проводят их конструирование и выполняют расчеты на прочность основных деталей. При этом конструктор анализирует существующие, оценивают их конструктивные, производственные и эксплуатационные достоинства и недостатки, учитывают преимущество, особенности производства и возможности широкой унификации между существующими и проектируемыми образцами. В настоящее время особенно актуально является проблема обеспечения высокого качества проектируемых работ, выполняемых в течение ограниченного времени.

Сцепление является неотъемлемой частью транспортной техники. Правильный выбор, а также рациональная компоновка сцепления в значительной степени определяют технико-экономические и эксплуатационные характеристики создаваемой техники.

## **1 Состояние вопроса**

### **1.1 Назначение сцепления автомобиля**

Сцепление предназначено для передачи крутящего момента от двигателя к трансмиссии, а также для их полного кратковременного разъединения и последующего плавного соединения при трогании автомобиля с места и при переключении передач для последующего плавного разгона машины. Кроме того, оно предохраняет трансмиссию и двигатель от чрезмерных перегрузок при резких изменениях режима движения машины и демпфирует крутильные колебания. [1]

### **1.2 Требования к сцеплениям легковых автомобилей**

К сцеплениям предъявляют следующие требования:

- надежно и с высоким КПД передавать крутящий момент от двигателя к трансмиссии;
- предохранять двигатель и трансмиссию от динамических нагрузок (применение ведомых дисков с гасителем колебаний);
- обеспечивать плавное, регулируемое и полное соединение двигателя и трансмиссии, их быстрое и полное разъединение;
- осевая нагрузка на коленчатый вал должна действовать только во время выключения сцепления (сцепление уравновешенного типа);
- ведомый диск должен иметь минимальный момент инерции (для уменьшения удара между зубьями шестерни и более лёгкого переключения передач);
- высокий коэффициент трения фрикционных накладок по чугуну, а также высокая их износостойкость;
- сохранение постоянства нажимного усилия (или коэффициента запаса) независимо от износа трущихся поверхностей;
- сцепление должно обладать хорошей уравновешенностью, достаточно быстро отводить теплоту и продукты износа, быть легко управляемым и доступным для технического обслуживания и ремонта.

К конструктивным требованиям следует отнести: необходимость обеспечить «чистоту» выключения ФС, уравновешенность его вращающихся деталей и малый момент инерции его ВД. Под «чистотой» выключения ФС подразумевается отсутствие поводковых моментов на парах трения, приводящих к дополнительному их нагреву и истиранию, а также к затруднению переключения передач. Уравновешенность ФС исключает возникновение нежелательных радиальных сил, препятствующих нормальному функционированию нажимного механизма. Малый момент инерции ВД способствует более быстрому выравниванию окружных скоростей шестерен с целью безударного переключения передач.

### **1.3 Классификация сцепления автомобиля**

Различают следующие сцепления:

по виду трения — сухие и работающие в масле (мокрые);

числу ведомых дисков — одно-, двух- и многодисковые;

типу и расположению нажимных пружин — с расположением пружин по периферии нажимного диска и с центральной диафрагменной пружиной;

способу управления сцеплением — с механическим, гидравлическим или электрическим управлением; с устройством, облегчающим усилие управления (сервоустройством), или без него;

режиму включения — постоянно замкнутые и непостоянно замкнутые,

В сухих сцеплениях вращающий момент от двигателя передается трансмиссии за счет сухого трения, возникающего между ведущими и ведомыми дисками. В сцеплениях, работающих в масле, энергия с двигателя на трансмиссию передается также силами трения при прижатии ведущих и ведомых элементов, смачиваемых маслом. Ввиду сложности конструкции и высокой стоимости на автомобилях их почти не применяют.

В электромагнитных сцеплениях энергия передается действием электромагнитных сил, создаваемых между ведущими и ведомыми элементами сцепления.

Однодисковые сцепления применяют на легковых и грузовых автомобилях, когда передаваемый вращающий момент не выше  $0,7...0,8$  кН • м. Двухдисковые сцепления используют при передаче большого вращающего момента и ограниченных габаритных размерах картера сцепления. Многодисковые сцепления сухие и работающие в масле применяют в специальных механизмах (автоматических коробках передач, предохранительных и гидropоджимных муфтах и др.).

В электромагнитных порошковых сцеплениях пространство между ведущими и ведомыми дисками заполнено жидкой или сухой ферромагнитной смесью (мелкий железный порошок). На одном из дисков установлена обмотка возбуждения, в которую при включении сцепления подается ток. Железный порошок намагничивается, вязкость его сильно возрастает, и вращающий момент передается с ведущего вала на ведомый.

Преимущества электромагнитных сцеплений: возможность автоматизации, плавность включения, отсутствие педали включения сцепления и износа пар трения. Однако из-за сложности конструкции, большой массы и высокой стоимости электромагнитные сцепления редко устанавливают на современных автомобилях.

В постоянно замкнутых сцеплениях ведущие и ведомые элементы соединены постоянно независимо от воздействия на педаль управления сцеплением. Непостоянно замкнутые сцепления могут быть выключены на продолжительное время. [2]

#### **1.4 Обзор и тенденции развития конструкции сцеплений**

На первых тяговых и транспортных машинах применялись ФС с барабанной и конусной формой трущихся поверхностей, но с началом массового производства они были вытеснены дисковыми ФС, у которых в настоящее время и в

обозримом будущем нет конкурентов. Поэтому в дальнейшем рассматриваются только ФС с этой формой ПТ. Среди них наибольшее распространение имеют однодисковые ФС.

В нажимных устройствах ФС для создания силы  $R_{нж}$  могут использоваться различные способы. Однако механический способ остается наиболее распространенным благодаря простоте и надежности.

В зависимости от конструкции механических нажимных устройств, обуславливающей состояние ФС в большую часть времени, они подразделяются на постоянно и непостоянно замкнутые. Непостоянно замкнутые ФС, обычно рычажного типа, применяются на тракторах, экскаваторах и строительно-дорожных машинах. Механизмы включения этих ФС бывают жесткими и с компенсационными пружинами, которые позволяют практически избежать снижения силы  $R_n$  при изнашивании накладок. Примеры различных конструкций, а также параметры отечественных и зарубежных непостоянно замкнутых ФС приведены в различных работах. Поэтому в дальнейшем нами рассматриваются только постоянно замкнутые ФС как наиболее распространенные.

При использовании в нажимном устройстве пружин и грузов первоначальное усилие  $R_n$  создается обычными пружинами, а дополнительное — центробежной силой грузов, установленных на рычагах выключения. Такая схема нажимного устройства имеет существенные недостатки: большое усилие, требуемое для выключения ФС при высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя; появление большого момента трения при высоких скоростях и, как следствие, потеря ФС способности снижать динамические нагрузки в трансмиссии. Вследствие этого применение подобных ФС весьма ограничено.

Наибольшее распространение в нажимных устройствах ФС получили чисто пружинные механизмы, как с периферийным, так и с центральным расположением пружин.

В первых конструкциях применялись винтовые нажимные пружины цилиндрической или конической формы. Такие ФС включали систему рычагов, передающих усилие от пружины к нажимному диску. Они обладали повышенной плавностью включения, так как система тяг и рычагов имела определенную упругость. У них меньшее усилие на выжимной подшипник и лучшая уравновешенность, чем у ФС с периферийно расположенными пружинами. Однако кардинальное улучшение характеристик ФС связано с применением центрально расположенных тарельчатых (цельных или разрезных) пружин.

В России разрезные тарельчатые пружины впервые начали выпускаться Волжским автомобильным (ВАЗ) и Тюменским моторным (ТМЗ) заводами. Большинство отечественных автомобилей и некоторых тракторов и комбайнов имеют ФС такого типа.

Примером современной конструкции можно признать двойное сцепление концерна Volkswagen.

Особенность коробки передач (Direct Shift Gearbox) в том, что она соединена с двигателем через два соосных многодисковых сцепления, причем нечетные передачи и задняя передача “замыкаются” через одно сцепление, а четные передачи - через другое. Благодаря тому, что сцеплений два, соседние передачи (например, вторую и первую) можно включать “одновременно» - электроника, синхронно размыкая одно сцепление и одновременно замыкая второе, добивается плавного непрерывного перехода с одной ступени на другую (подобно тому, как в обычных гидромеханических “автоматах” синхронно срабатывают фрикционы соседних передач, плавно передавая крутящий момент “из рук в руки”).

Таким образом, переключение происходит без разрыва потока мощности-двигатель постоянно соединен с трансмиссией.

Такая конструкция имеет целый ряд преимуществ. Например, Golf R32 DSG разгоняется до 100 км/ч за 6,4 секунды, а такая же машина с обычной шестиступенчатой механической КП – за 6,6 секунды. Средний расход топлива составляет 10,2 л/100 км против 11 л/100км. Но самое главное в том, что коробка

DSG практически полностью скрадывает моменты переключения, создавая иллюзию бесконечно «длинной» передачи-словно на вариаторе.

### **Ведущие детали сцепления**

Нажимные диски должны быть жесткими, прочными и износостойкими. Под износостойкостью понимается не только способность сопротивляться изнашиванию, но и хорошая прирабатываемость и отсутствие склонности к задирам. Прочность обеспечивается свойствами материала, размерами диска (прежде всего толщиной) и конструкцией. Размерами диска определяется его масса, которая не является, как правило, лимитируемой, так как она учитывается при расчете необходимой массы маховика двигателя. С точки зрения прочности желательно, чтобы на нажимном диске не было глухих, а тем более сквозных отверстий, резких переходов от одного сопряжения к другому и других концентраторов напряжений. В ФС с периферийным расположением пружин этого достичь весьма трудно, так как нажимной диск должен иметь связь с кожухом или маховиком, а также с рычагами выключения. Кроме того, для фиксации положения нажимных пружин на диске выполняются гнезда в 1...3 ряда. Чтобы теплота от нажимного диска не передавалась пружинам, между ними ставятся теплоизоляционные шайбы из асбокартона, паронита и других материалов на основе асбеста. Жесткость нажимного диска зависит от свойств материала, соотношения линейных размеров и конструктивного оформления.

Деформация отдельных частей или поверхностей нажимного диска вызывается, прежде всего, неравномерным нагревом. Объемы, расположенные вблизи поверхности трения, нагреваются больше других, и поэтому здесь возникают наибольшие напряжения и деформации. Обычно масса нажимного диска  $m_n$  меньше массы маховика  $m_m$ , и поэтому примерно одинаковое количество теплоты, генерируемой на обеих поверхностях трения, вызывает резкий рост температуры именно на нажимном диске. Отношение  $\kappa_n = m_m/m_n$  в первом приближении характеризует степень неравномерности нагрева контртел, которая уменьшается

при  $k_n$  стремящемся к 1. В отечественных тракторных ФС  $k_n = 2,6...6,5$ ; в автомобильных  $K_n=2,1...4,0$ . Тридцать лет назад эти коэффициенты были значительно выше.

Снижение теплонапряженности нажимного диска и других деталей ФС достигается и специальной вентиляцией картера.

Одним из критериев совершенства конструкции является отношение максимального передаваемого крутящего момента  $M_{д\max}$  ФС к его ведущей массе  $m_1$ . Анализ показывает, что с увеличением размеров ФС (а это почти всегда означает рост его нагруженности) это отношение уменьшается. Например, отношение  $M_{д\max}/m_1$  для отечественных ФС равно: 32 (ГАЗ-53), 24,5 (ЗИЛ-431410) и 18  $\text{Н*м/кг}$  (ЯМЗ-236). Для аналогичных по размерам ФС фирм АП и «Фихтель и Сакс» это отношение соответственно равно: 23...27; 19...25 и 19...23  $\text{Н*м/кг}$ .

Наиболее распространенным материалом для нажимного диска является серый чугун. По мере роста нагруженности ФС применяются марки со все более высокими показателями механической прочности. Сейчас обычно применяются чугуны: СЧ 21 (ЯМЗ-236/238, МТЗ-80, КамАЗ-14) и СЧ 24 (ГАЗ-24, ЗИЛ-431410, ТМЗ-8). Параметры трения зависят от свойств материалов накладки и контртела. Поэтому механические свойства и химический состав чугунов должны согласовываться с материалами фрикционных накладок. Наиболее универсальной основой для производства нажимных дисков является перлитный серый чугун. Можно отметить большое внимание, которое уделяется стабильности химического состава чугунов.

Материал готовой детали имеет структуру преимущественно в виде тонкого сорбитообразного сложения с мелкими завихренными включениями в виде цементита или фосфидной эвтектики. Он должен содержать не более 20% графита, 5% феррита, 5% цементита и 70% перлита. Повышение содержания феррита приводит к износу и появлению рисок на рабочей поверхности контртел, крупнопластинчатого графита — к растрескиванию поверхности, цементита — к износу фрикционного материала. Отрицательное влияние этих структур можно



ослабить действием легирующих элементов. Так, никель, хром и титан уменьшают склонность к трещинообразованию, марганец уменьшает износ и повышает стойкость контртел к изменению первоначальной формы.

Действие всех легирующих элементов, прежде всего, направлено на сохранение структуры, характеристика которой дана выше.

Свойства чугунов зависят и от термообработки отливки. Обычно используется искусственное или естественное старение, которое гомогенизирует чугун и снижает внутренние напряжения в отливке, способствуя равномерному распределению цементита по объему. Можно для примера привести такой режим: медленное нагревание до температуры 550...570°C; выдержка, зависящая от размеров отливки, и охлаждение со скоростью 10...25°C/ч с тем, чтобы температура 300°C достигалась через 10...12 ч. После 200°C отливка охлаждается на воздухе. Другие типы чугунов (высокопрочные, ковкие) используются там, где требуется высокий предел прочности детали. Их фрикционные свойства хуже, чем у серых перлитных чугунов. Поэтому для достижения требуемых свойств поверхностей трения применяют фрикционные материалы с особыми характеристиками. Так, приемлемые результаты получаются в парах трения, составленных из ковкого чугуна (нажимной диск) и фрикционных накладок без металлических наполнителей или из нити, армированной цинковой проволокой.

Стали для нажимных дисков ФС сухого типа используются намного реже, так как они склонны к схватыванию, растрескиванию, к изменению заданной формы.

Теплонапряженность нажимного диска, а следовательно, и свойства ПТ зависят от удельной теплопроводности материала. Чем она выше, тем меньше износ ПТ. Однако известна лишь одна практическая реализация этой идеи — использование алюминия, покрытого противоизносным слоем, для нажимных дисков ФС OMP2 фирмы «Фихтель и Сакс».

Механическая обработка нажимных дисков включает точение и шлифование поверхностей трения, где по рекомендации фирмы «Валео» высота микронеровностей должна быть в пределах 0,5...1,6 мкм. Затем диски фосфатируют

или окрашивают и балансируют, чтобы дисбаланс в зависимости от размера дисков не превышал 10...50 Н\*м. Кроме того, контролируется неплоскостность поверхностей трения (0,05...0,1 мм) и взаимное расположение пазов, шипов и отверстий.

Материалы и последовательность технологии изготовления маховиков и промежуточных дисков практически не отличаются от приведенных выше.

Кожухи ФС могут быть штампованными и литыми. В первом случае обычно используется углеродистая конструкционная сталь типа 08кп ( $\sigma_b \geq 300$  МПа;  $\sigma_t \geq 200$  МПа и до 130 НВ) толщиной 2...7 мм. Технологический процесс включает в себя вытяжку, пробивку отверстий, чеканку или калибровку. Механическая обработка часто сводится только к сверлению отверстий под штифты. Могут обрабатываться отверстия под другие крепежные детали, а также привалочные поверхности; в случае центрирования кожуха по наружной поверхности — и его образующая поверхность. Процесс заканчивается фосфатированием, цинкованием, кадмированием или окраской. Обычно контролируется неплоскостность и непараллельность привалочных поверхностей, значения которых чаще всего лежат в пределах 0,2...0,5 и 0,1...0,2 мм соответственно, и расположение центрирующих и прочих отверстий.

Для изготовления литых кожухов используется чаще всего серый чугун с пластинчатым графитом ( $\sigma_b = 170...250$  МПа и 170...250 НВ). После механической обработки, обычной для этого класса деталей, кожух фосфатируется или окрашивается. Фрикционные сцепления с литым кожухом обладают повышенной жесткостью, что обеспечивает стабильные характеристики механизма их отводки. Однако их масса на 20...30% больше, чем масса ФС со штампованным кожухом. Последние практически не разрушаются, менее трудоемки в производстве и поэтому имеют наибольшее распространение.

### **Упругие ведомые диски**

Упругие ведомые диски (УВД) обладают повышенной осевой податливостью. Фирма «Фихтель и Сакс» указывает, что для получения ощутимого эффекта разность между толщиной УВД в свободном состоянии А2 и под

нагрузкой ЛЗ должна быть не менее 0,6 мм. В отечественных ФС она лежит в пределах 0,45... 1,0мм.

По сравнению с жесткими ВД упругие диски сложнее по конструкции, имеют несколько больший момент инерции и требуют большего отвода нажимного диска, а следовательно, и усилия на педаль при выключении ФС. Тем не менее УВД применяются в ФС всех легковых автомобилей и на значительной части грузовых автомобилей и легких тракторов. Сфера их использования все более расширяется, так как при этом повышается долговечность ПТ, улучшается комфортабельность машин, увеличивается долговечность деталей трансмиссии.

Первое преимущество является следствием более равномерного прилегания накладок к контртелам. Даже тогда, когда контртела (прежде всего нажимной диск) деформированы, нормальное контактирование в ПТ с УВД практически не нарушается благодаря повышенной податливости системы диск — накладка. При этом сохраняются и фрикционные свойства ПТ, прежде всего абсолютное значение момента трения  $M_t$ . Напротив, в ПТ с жестким ВД в случае коробления нажимного диска, особенно когда высота по внутреннему диаметру становится больше высоты по наружному диаметру, момент трения резко изменяется.

Увеличение площади контактирования в ПТ с УВД соответственно снижает и уровень теплонапряженности, что дает второе слагаемое и увеличивает срок службы ПТ. Наконец, при наличии упругости в системе накладка — диск — накладка снижаются требования к согласованности темпа включения ФС с необходимой частотой вращения коленчатого вала двигателя. Как правило, это приводит к тому, что трогание машины с места осуществляется при более низкой частоте вращения вала двигателя. Это дает третье слагаемое в увеличении срока службы ПТ.

Технологически трудно обеспечить отсутствие биения рабочих поверхностей маховика, нажимного диска и ВД. Поэтому при включении ФС усилие  $R_{нж}$  изменяется с частотой, равной частоте буксования ПТ. Такова одна из

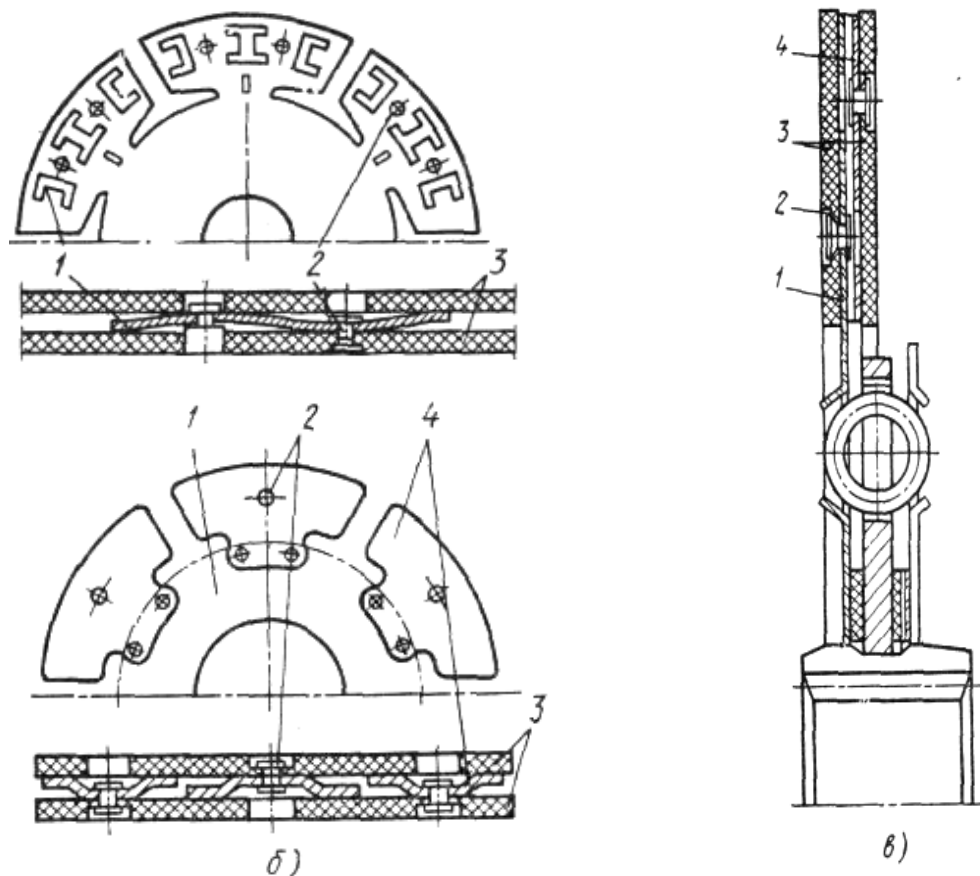
причин возникновения вибраций в трансмиссии и появления неприятных ощущений у водителя и пассажиров. При применении УВД эти явления менее заметны, так как он в определенной мере компенсирует колебания, что приводит к улучшению комфортабельности машины. При резком включении ФС упругие элементы выполняют роль амортизаторов. Поэтому амплитуда Мв трансмиссии и долговечность ее деталей значительно выше, чем при использовании ФС с жестким ВД.

Можно выделить три основных способа создания осевой упругости системы: обе накладки соединяются с диском-держателем через упругие элементы; одна накладка связана с диском-держателем через упругие элементы; накладки соединены с диском-держателем жестко, а упругость ВД обеспечивается конструктивно.

Два первых способа наиболее распространены при кольцевых накладках, причем конструктивное оформление УВД весьма разнообразно. ФС легковых автомобилей чаще имеют УВД с пружинными элементами специального профиля, работающими так же, как плоские пружины (рис.1.1, а).

Каждая накладка 3 прикреплена к стальному основанию диска-держателя, обращенному выпуклостью вверх.

УВД типа «Дантель» выпускается фирмой «Валео» (модели Н, К, R, G) и применяется в сцеплениях ВАЗ; подобные УВД у модели Е фирмы «Фихтель и Сакс». Фирма «Валео» указывает, что при наружном диаметре накладок  $D < 350$  мм такая конструкция предпочтительнее, а для накладок с  $D > 350$  мм лучше использовать пружинные элементы 4 (рис. 1.1, б), прикрепленные к диску-держателю. Однако фирмы «Фихтель и Сакс» (модель В) и АП применяют диски типа показанных на рис.1.1, а, на всех ФС, так как они имеют меньший момент инерции.



*a* — «Дантель»; *б* — «Планета» или «Борглит»; *в* — автомобилей УАЗ; 1 — диск-держатель; 2 — заклепки; 3 — фрикционные накладки; 4 — пластинчатая пружина

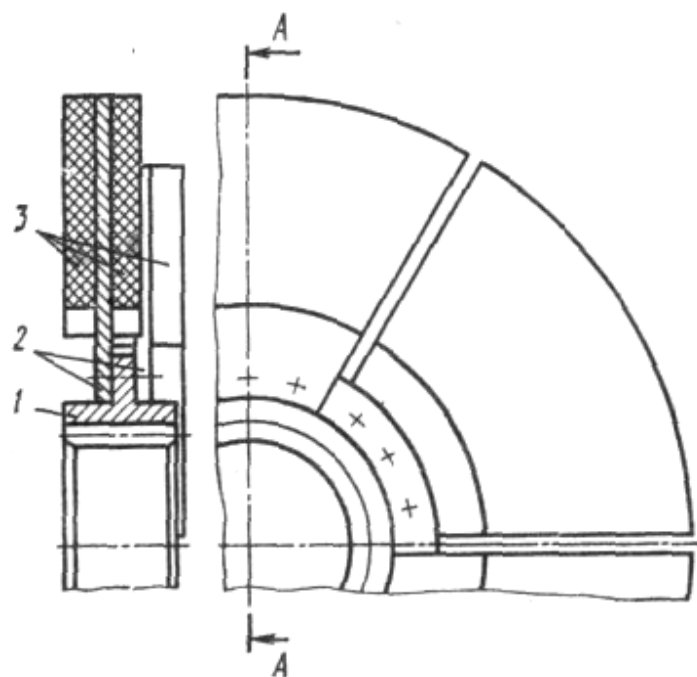
Рисунок 1.1 - УВД различных типов

УВД этого типа выпускает фирма «Валео» (модель T, L); они применяются в ФС ЗАЗ, АЗЛК, комбайна «Дон» и др. Фирма «Фихтель и Сакс» выпускает УВД модели D, у которых для повышения плавности включения к диску-держателю приклепано по два пружинных элемента.

При втором способе создания упругости (рис. 1.1, в) к плоскому диску-держателю 1, наружная часть которого разделена радиальными пазами на несколько секторов, крепятся заклепками 2 с одной стороны накладка 3 (жесткий стык); с другой — плоские пружины 4, а к ним — другая накладка 3 (упругий стык).

Такие УВД выпускаются фирмой «Фихтель и Сакс» (модель Z) в основном для грузовых автомобилей и тракторов. Их применяют в ФС автомобилей

ГАЗ и Ульяновского автозавода (УАЗ), тракторов МТЗ-80/50 и Владимирского тракторного завода (ВТЗ) — Т-30 и др. Ранее отмечалось, что спеченные и некоторые другие накладки применяются в виде секторов, пуговиц и подобных элементов. Для них все описанные способы создания осевой податливости практически непригодны, и она осуществляется конструктивно.



1 — ступица; 2 — плоские пружины;

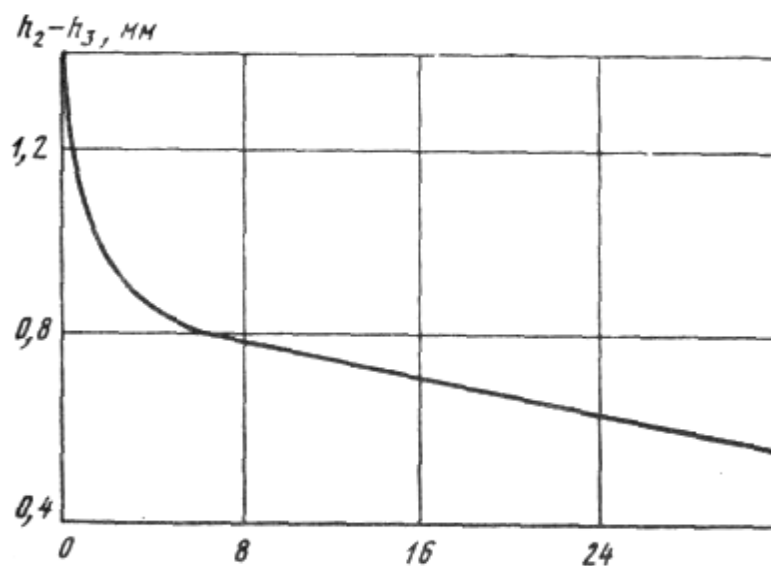
3 — секторные накладки

Рисунок 1.2 - УВД с секторными накладками

Так, фирмой «Бендикс» (Великобритания) разработан УВД, где до приложения осевой нагрузки рабочие поверхности соседних фрикционных элементов находятся в различных плоскостях. При включении ФС элементы ПТ устанавливаются в одну плоскость — упругую, изгибаясь нижней частью диска относительно бурта ступицы. Недосток этого диска — сложность изготовления из-за применения разнотолщинных секторов — устранен в конструкции УВД (А. с. 792005 СССР), в котором упругость создается (рис. 1.2) путем крепления секторных упругих элементов с обеих сторон диска.

Упругие элементы УВД (плоские пружины) обычно изготавливают из высокоуглеродистых, марганцовистых сталей 65Г, 85 и др. После вырубки их подвергают закалке в масле и отпуске в штампе до 40... 48 HRC<sub>3</sub>.

Упругие свойства ВД ухудшаются в процессе работы сцепления. Из рис.1.3 видно, что разность  $h_2-h_3$ , определяющая осевую податливость, резко уменьшается в начальный период работы и далее монотонно до полного износа накладок ФС. На этом графике 32 000 включений эквивалентны пробегу 50...100 тыс. км в условиях, близких к тяжелым (например, работа в карьерах, крупных городах с частыми остановками).



Число включений ФС. тыс.

Рисунок 1.3 - Динамика изменения осевой податливости УВД «Валео:», модель К

### Фрикционные накладки

Материалы накладок — самые разнообразные: металлические, органические, композиционные. Металлы и их сплавы применялись редко даже на ранней стадии развития ФС, так как ПТ, образованные этими материалами, схватывались, коробились, имели большую массу. Органические материалы (пробка, дерево) также имеют ограниченное распространение и применяются в основном для ФС, работающих в масле. Накладки современных ФС делают практически только из композиционных материалов. По типу основы (матрицы) они могут быть металлическими, минеральными и полимерными. Для их производства ис-

пользуется технология порошковой металлургии и технология переработки эластомеров (или пластмасс).

### **Спеченные материалы**

Основные этапы технологии порошкоаллургии: приготовление порошковой смеси; ее прессование, давлением 0,15...0,16 МПа; спекание в защитной среде энных брикетов при  $t = 700...1000^{\circ}\text{C}$  под давлением 0,5...2,5 МПа; механическая обработка. Спекание — основная операция процесса, при котором диффузионным способом соединяются в одно целое различные компоненты. При этом температура быть меньше температуры плавления основного компонента. Таким образом, спеченные материалы представляют собой сплавы, содержащие основу и наполнители. Основа (матрица) связывает компоненты и придает материалу необходимую прочность, в результате чего в название спеченного материала часто входит тип матрицы. Наибольшее распространение в условиях трения без смазочного материала получили материалы на железной и медной (бронзовой) основах. Известны основы других металлов, неметаллов, минералов и полимеров. Наполнители делятся по назначению на две группы: для предотвращения схватывания (твердые смазочные материалы); для получения необходимого коэффициента трения (фрикционные добавки).

Название фрикционных добавок часто отражается в названии материала. Например, металлокерамическими называют спеченные материалы, содержащие преимущественно керамические наполнители, металлопластмассами — материалы, в которых поры основы заполняются полимером (фторопластом, пульвербакелитом и т.д.).

Наша промышленность выпускает материалы на основе железа ФМК-8, ФМК-11, МКВ-50А, СМК и др. Среди материалов на медной основе известны МК-5 (Россия), SM1, SM3, SM7 (Великобритания) и S1, S2, S3 (Чехия). Физико-механические свойства спеченного материала сильно зависят от состава и технологии изготовления. Ударная вязкость спеченных материалов невелика, вследствие чего они плохо воспринимают динамические нагрузки, характерные



для ФС тяговых и транспортных машин. По этой причине фрикционные элементы делаются чаще всего в виде дисков, сегментов и других подобных очертаний. Так как прочность элементов невелика, применяется стальная подложка (каркас). Чтобы фрикционный элемент не проворачивался относительно ВД — держателя, на подложке делаются выступы 2, которые заходят в соответствующие прорези (отверстия).

Таблица 1.1 - Теплофизические свойства фрикционных накладок

Показатель	Спеченные материалы			ФАПМ <sup>1</sup>	ФБПМ <sup>2</sup>
	На основе железа	На основе меди	Металлокерамика		
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	5000 ...7000	5500 ...8000	4000 ...6000	<2500	<1700
Твердость НВ	50...100	15... 100	70... 120	<40	<30
Теплопроводность, Вт/(м*°С)	8...12	10... 16	4... 10	<0,5	—
Предел прочности, МПа:					
при разрыве	30 ... 100	20 ...200	20 ... 60	10... 60	—
при сжатии	90 ... 500	60... 520	60... 180	40 ... 200	—
при срезе	40... 90	30... 80	20 ...70	23... 122	—

<sup>1</sup> ФАПМ — фрикционные асбополимерные материалы.

<sup>2</sup> ФБПМ — фрикционные безасбестовые полимерные материалы.

Детали ПТ ФС со спеченными материалами при прочих равных условиях нагреваются более равномерно, так как их теплопроводность сопоставима с теплопроводностью материалов контртел. Один из наиболее заметных недостатков спеченных материалов — подверженность царапинам, износ и другие повреждения поверхностей контртел. Особенно этот дефект заметен, если в качестве фрикционной добавки используют керамику и другие соединения, имеющие высокую микротвердость, а ПТ работают в сравнительно легком режиме, т. е. при низких температурах, когда свойства твердых смазочных материалов проявляются еще не в полной мере.

В автотракторных ФС спеченные материалы успешно работают под давлением до 1 МПа, обладая стабильным коэффициентом трения в диапазоне до 500°С. В наибольшей степени достоинства спеченных материалов проявляются, когда длительно действующая температура в ПТ больше 200°С. Однако очевидно, что существует и верхний предел их работоспособности. Так, для спеченных материалов типа SM фирмы «Феродо» этот предел по длительно действующей температуре составляет 250°С; по кратковременной температуре 550°С; по удельной мощности трения 175 Вт/см<sup>2</sup>.

Известны материалы, работающие при удельной мощности трения 200 Вт/см<sup>2</sup> и даже до 400 Вт/см<sup>2</sup>.

Таким образом, накладки из спеченных материалов: 1) удовлетворяют современным требованиям к ПТ по износотрибционным свойствам в определенном довольно узком диапазоне механических и тепловых нагрузок; 2) имеют плотность, в 2... 3 раза превышающую плотность традиционных материалов (в связи с чем ВД имеют большой момент инерции, воспринимаемый синхронизаторами коробки передач); 3) имеют более высокую оптовую цену; 4) отличаются недостаточно высокими механическими свойствами (в связи с чем могут применяться только на ВД специальной конструкции: крестообразных и т. п.); 5) отрицательно влияют на износ и состояние поверхностей трения контртел.

Из-за отмеченных недостатков спеченные материалы не могут конкурировать с композиционными полимерными материалами. Тем не менее они применяются в ФС тяжелых грузовых автомобилей большой грузоподъемности и тягачей США (примерно 50%), в ФС некоторых экскаваторов, бульдозеров, промышленных тракторов, т. е. там, где условия эксплуатации очень тяжелые.

### **Композиционные материалы на основе полимеров.**

Они представляют собой многокомпонентную композицию, содержащую основу, теплостойкую арматуру и наполнитель. Основу в таких материалах

называют связующим. Это каучуки, смолы и их комбинации. Чаще применяются фенолформальдегидные и анилин-формальдегидные модифицированные смолы, различные натуральные и синтетические каучуки и их комбинации. Наполнители регулируют рабочие и технологические свойства материала. Они подразделяются на: металлические (медь, бронза, латунь, цинк, алюминий, свинец, железо, титан и другие металлы и соединения в виде порошков, стружки или проволоки); неметаллические (графит, углерод, кокс, сера и др.); минеральные (керамика, барит, сурик, глинозем, каолин, мел и др.); органические, например скорлупа ореха кешью. Каучуково-смоляная основа обладает недостаточно высокими механическими свойствами, особенно при повышенных температурах. Поэтому все материалы на полимерной основе содержат теплостойкую арматуру: асбест, волокна, вату и т. п. Этот компонент во многом определяет свойства и технологию всего материала, и поэтому он часто отражается в его названии. Так, материалы, армированные асбестом, называются ФАПМ, т. е. фрикционные асбополимерные материалы.

Первые ФБПМ появились в 30-х гг. Но только с начала 80-х гг. накладки из таких материалов применяются в ФС автомобилей (накладки NAFC фирмы «Феродо»). Такой длительный период развития объясняется разными причинами: сложностью исследований; конъюнктурой сырья-заменителя; усилением мер по охране окружающей среды и др.

Асбест обладает уникальными свойствами для производства накладок, с которыми и сравниваются свойства его заменителей. Термостойкость асбеста (потеря конструкционной воды и прочности) при длительном нагреве определяется температурой 500°C, а при кратковременном нагреве — 700°C. По этому показателю непригодны для использования в полном объеме все натуральные органические материалы и большинство материалов синтетической органики, кроме арамидов, аримидов, оксалонов. Так, арамидное высокомолекулярное волокно типа «Кевлар» может выдержать длительно действующую

температуру 180°C, а следовательно, пригодно для использования в накладках, эксплуатирующихся преимущественно в легких условиях. Наиболее термостойкими являются материалы из синтетических неорганических соединений (стекло, керамика, например, волокно «Саффил» борные и углеродные соединения), из минералов (базальт, волокно «Франклин», слюда, волластонит) и из металлов и их сплавов (например, стальное волокно).

Накладки из ФБПМ должны обладать низкой теплопроводностью. Среди заменителей асбеста этому требованию не удовлетворяют лишь металлы и их сплавы.

Прочность при повышенных температурах сильно зависит от структуры материала. Так, прочность на разрыв графита УОМПа, волокон из него — в 30 раз больше, а монокристаллов — в 300 раз больше и достигает теоретической, т. е. прочности межатомных связей. Лишь натуральные и некоторые синтетические волокна имеют прочность ниже, чем у асбеста. Но они имеют существенно меньшую (почти в 2 раза) плотность, влияющую на общую плотность накладок. Так, для накладок из ФАПМ  $\rho=1800\text{...}2200$  кг/м<sup>3</sup>, а для накладок с синтетическими волокнами  $\rho=1500$  кг/м<sup>3</sup>. Поэтому при действии центробежных сил с уменьшением плотности накладок пропорционально растут и допустимые нагрузки. Например, известные накладки из ФБПМ для ФС легковых автомобилей не разрываются под действием центробежных сил даже при частоте вращения дисков до 18000 мин<sup>-1</sup>.

Для производства накладок из ФБПМ стремятся использовать традиционную технологию. Поэтому технологические свойства заменителей асбеста могут иметь решающее значение при их выборе. Как следует из приведенной классификации, накладки чаще всего формируют в прессах из смесей или делают из нити. На отечественных заводах смесь чаще всего делается в резиносмесителях, а за рубежом — в специальных ваннах (роллах) с водной взвесью связующих, наполнителей и арматуры. Нить, шнур и т. п. обычно выполняются комбинированными скруткой двух или более нитей из различного материала: неасбестового волокна, металлической нити, хлопка, вискозы и т. д. Затем

скрутка пропитывается связующим и сушится. Для качественного проведения этих операций заменитель асбеста должен обладать эластичностью, большой площадью поверхности на единицу объема, хорошей совместимостью (прежде всего адгезией) со связующими, диспергацией в воде.

Достаточной эластичностью обладают металлы и их сплавы и органические волокна, большой площадью поверхности — натуральные органические волокна. Плохую совместимость со связующими имеют металлы и их сплавы и некоторые синтетические материалы из неорганических соединений, в частности углеродистые волокна; они же плохо диспергируют в воде. Наконец, важное значение при выборе заменителей асбеста имеет их доступность и стоимость. Практически все заменители в настоящее время имеют стоимость выше стоимости асбеста и только некоторые из них производятся в промышленном масштабе. Наконец, важное значение при выборе заменителей асбеста имеет их доступность и стоимость. Практически все заменители в настоящее время имеют стоимость выше стоимости асбеста и только некоторые из них производятся в промышленном масштабе.

Поэтому в известных накладках ФС из ФБПМ фирм «Валео», «Портер» (США), «Реймарк» (ФРГ) и других используются довольно ограниченной номенклатуры заменители асбеста: стекловолокно, арамидные волокна, базальт, металлическое волокно, вискоза, волластонит. Обычно применяют не один материал, а сочетание нескольких материалов в различных соотношениях.

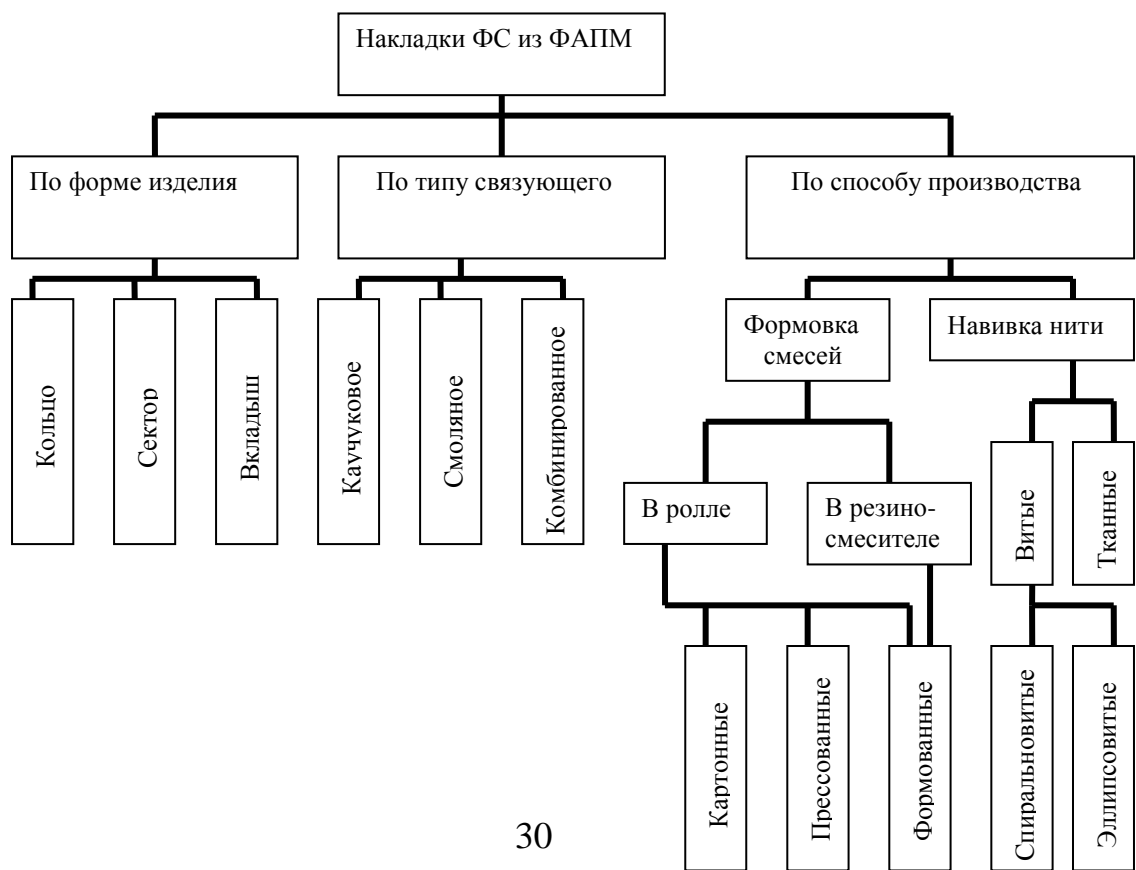
Однако все отечественные и большинство зарубежных ФС снабжаются накладками из ФАПМ. Из табл.5 следует, что прочность этих накладок имеет тот же порядок, что и прочность спеченных материалов (но ударная вязкость лучших ФАПМ на порядок выше). Это предопределяет многие достоинства таких накладок и ПТ в целом. Значительно меньше и твердость ФАПМ, что исключает такие дефекты, как задиры поверхностей контр-тел, схватывание и т. д.

Типичные формованные накладки состоят из 40... 50% асбеста, 30 ...40%

наполнителей, 20... 30% связующего и вулканизирующей группы. Смесь для формования может готовиться в ролле или в резиносмесителе совмещенным или сухим способом. При совмещенном способе связующее растворяется бензином в присутствии всех ингредиентов и вулканизирующей группы, а при сухом способе ингредиенты и связующее смешиваются без растворителей. Затем следует сушка смеси, ее дробление, формование в прессе при повышенных температурах, термо- и механическая обработка. В качестве связующего применяют каучуки, смолы и их комбинации. Формованные накладки на чисто смоляном связующем делаются редко в связи с тем, что они склонны к трещинообразованию и имеют в обычных условиях весьма низкий коэффициент трения.

Более распространены накладки на каучуковом связующем, например, шифра 31. Они имеют высокий, но нестабильный коэффициент трения и применяются в слабонагруженных ФС, где удельная мощность трения  $N_{T,y} \leq 68 \text{ Вт/см}^2$ , а максимально допустимые температуры  $t_v=120^\circ\text{C}$  и  $t^* = 200^\circ\text{C}$ , где  $t_v, t^*$ —температуры длительного (объемная) и кратковременного (поверхностная) воздействия соответственно.

Таблица 1.2 - Классификация накладок



В большинстве отечественных и значительной части зарубежных ФС применяются формованные накладки на комбинированном связующем, например, шифров 86, 82, 17, 56. Они могут работать при  $N_{т.у} \leq 125 \text{ Вт/см}^2$ ,  $t_{в} \leq 200^\circ\text{C}$  и  $t^* \leq 350^\circ\text{C}$ .

За рубежом широко применяются формованные накладки (например, шифра 2124 фирмы «Феродо»), полученные в ролле из водной взвеси, содержащей все исходные компоненты. Взвесь дозируют в кольцевую форму, где после удаления воды и сушки она формируется при определенном давлении и температуре. Качество накладок в этом случае определяется не только составом, но и высокой степенью однородности смеси.

Технология изготовления тканых накладок включает: получение нити, изготовление тканой ленты, вырубку кольцевой заготовки, пропитку связующим, сушку, формование, вулканизацию и механическую обработку. Накладки этого типа имеют высокую механическую прочность. Фрикционные и износные свойства могут варьироваться за счет параметров технологического режима, состава пропитки и плотности ткани. Они зависят и от состава (структуры) нити.

Нить изготавливается из смеси хлопка и асбеста; от содержания последнего зависят ее теплостойкость и технологичность. Часто нить армируется проволокой из цветных металлов или сплавов. В этом случае резко повышаются износостойкость, стабильность фрикционных свойств, прочность и теплостойкость накладок. Они могут работать при  $N_{т.у} \leq 128 \text{ Вт/см}^2$ ,  $t_{в} \leq 200^\circ\text{C}$  и  $t^* \leq 350^\circ\text{C}$ . Некоторые накладки фирмы «Феродо» могут работать при  $t^* \leq 540^\circ\text{C}$ . Отечественная промышленность выпускает такие накладки под шифрами 11 и 12, которые применяются в ФС ГАЗ, Ульяновского моторного (УМЗ) и Запорожского моторного (ЗМЗ) заводов.

Навитые накладки делаются из нити, шнура, ленты. В их составе на долю асбеста приходится около 50%, проволоки 10%, хлопка (вискозы) 10%, связующего 10%, наполнителей 5%. Процесс их производства включает: изготовление нити (в основном армированной), ее пропитку специальным со-

ставом, содержащим связующее и наполнители, навивку в кольцевые заготовки, сушку заготовок, формование и вулканизацию, механическую обработку. Накладки этого типа обладают разнообразными износно-фрикционными свойствами и высокой прочностью в радиальном направлении. Если навивка эллипсообразная (беспорядочная, V-образная), то прочность накладок одинакова по всем направлениям.

Спирально навитыекладки широко применяются в отечественных (шифры 62, 98) и зарубежных ФС, особенно легковых автомобилей с высокооборотными двигателями, например в сцеплениях ВАЗ, ЗАЗ, АЗЛК. При увеличении диаметра накладок становится трудно выдержать требование по неплоскостности и непараллельности их поверхностей, так как они склонны к короблению с течением времени. Указанного недостатка в значительной мере лишены эллипсообразныекладки, которые пригодны для установки практически на все автотракторные ФС. Предел применения навитых накладок ограничен значениями  $N_{T.y} \leq 135 \text{ Вт/см}^2$ ,  $t_v \leq 200^\circ\text{C}$  и  $t^* \leq 300^\circ\text{C}$ . Фирма «Феродо» рекомендует спирально навитыекладки для работы при  $t_v \leq 120 \dots 160^\circ\text{C}$  и  $N_{T.y} \leq 60 \text{ Вт/см}^2$ , они имеют минимальный износ и стабильный коэффициент трения. Подобные свойства эллипсообразных накладок проявляются при  $N_{T.y} \leq 120 \text{ Вт/см}^2$  и  $t_v \leq 160^\circ\text{C}$

Процесс получения прессованных (картонно-бакелитовых) накладок включает: приготовление взвеси асбеста в роллах, изготовление картона на бумагоделательной машине, сушку картона, вырубку кольцевых заготовок, пропитку смолами, горячее формование и механическую обработку. Этикладки имеют удовлетворительные износные и фрикционные характеристики, и механическую прочность. Отечественная промышленность выпускаеткладки из материала шифра 2 для ФС, где  $N_{T.y} \leq 75 \text{ Вт/см}^2$ ,  $t_v \leq 120^\circ\text{C}$  и  $t^* \leq 2000^\circ\text{C}$

Процесс получения картонных (картонно-латексных) накладок включает: приготовление водной взвеси асбеста с наполнителем и связующим, по-



лучение картона на бумагоделательной машине, вырубку кольцевых заготовок, их вулканизацию и механическую обработку. Этот процесс очень производителен и экономичен. Современные отечественные накладки из материала шифра 43 могут работать при  $N_{T.y} \leq 60 \text{ Вт/см}^2$  и  $t_v \leq 120^\circ\text{C}$ , т.е. в легких условиях эксплуатации. Варьируя технологическими параметрами и составом смеси, получают накладки с особыми свойствами.

Для ФС, работающих в масле, накладки делаются практически из тех же материалов, что и для трения без смазочного материала, но наиболее распространены спеченные, графитосмоляные и ФАПМ (формованные, тканые, картонно-бакелитовые). Трение в масле предопределяет следующие особенности свойств ПТ: низкий коэффициент трения, высокую теплостойкость и низкий темп изнашивания.

Наиболее высокий коэффициент трения (0,08... 0,11) имеют ПТ с картонно-бакелитовыми (или бумажными), графитосмоляными и ткаными накладками. Они же, особенно графитосмоляные, обладают и наибольшей долговечностью. Наибольшие нагрузки способны выдерживать графитосмоляные и формованные накладки, у которых соответственно  $N_{T.y} \leq 350 \text{ Вт/см}^2$  и  $N_{T.y} \leq 315 \text{ Вт/см}^2$ . Спеченные накладки и накладки из ФАПМ на смоляном связующем могут работать при  $N_{T.y} \leq 230 \text{ Вт/см}^2$ , а тканые—до  $N_{T.y} \leq 160 \text{ Вт/см}^2$ .

Продукты изнашивания ухудшают свойства масел. В наименьшей степени это относится к графитосмоляным материалам, представляющим собой сухую смесь графита, смолы и наполнителей, соединенных в композицию под высоким давлением. [3]

## **1.5 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции**

“Вис/вазинтерсервис” зарекомендовал себя технически надежным и долговечным с хорошими эксплуатационными качествами. Однако в связи с постоянным ожесточением требований, предъявляемых к автомобилю, вызвало необходимость модернизации существующего сцепления с целью обеспечения возможности плавного трогания автомобиля с места, а также снижение

уровня шума в работе трансмиссии. Отличительной особенностью представленного проекта является сохранение общей компоновочной схемы базового сцепления, что в свою очередь позволяет снизить затраты на усовершенствование, а унификация производства помогает избежать затруднений в обеспечении запасными частями эксплуатируемых автомобилей предшествующего периода выпуска.

Внедрение новой конструкции непосредственно повлияет на повышение конкурентоспособности и увеличение рынка сбыта, обусловленных желанием потенциальных покупателей иметь комфортабельный автомобиль.

Величина экономического эффекта главным образом будет зависеть от общественной значимости проекта, так как технические решения не позволяют снизить производственную стоимость модернизированного сцепления, в связи с возникновением дополнительных затрат, обусловленных внедрением новой техники.

Предложено заменить имеющуюся базовую комплектацию сцепления “Вис/вазинтерсервис” на сцепление французского производства “Valeo”, который давно зарекомендовал себя на рынке автомобилестроения.

Характерные особенности при установке предлагаемого варианта мы получим:

1. Обеспечивается надежная передача максимального крутящего момента 150-160 Н·м
2. Увеличенный ресурс сцепления, “Вис/вазинтерсервис” рассчитан на 100000 км, а “Valeo” на 150000 км, тем самым имеет преимущество на 50000 км.
3. Мягкое сцепление с эффектом момента схватывания, то есть осуществляется более плотный контакт ведомого диска с нажимным диском.
4. Выжимной подшипник, он выполнен из термостойкой пластмассы, то есть не боится высоких температур, а во внутреннем диаметре разработчики сделали каналы, по которым отводится пыль и

стружка от самого подшипника. Очень удобно, тем более что это повышает долговечность механизма в целом.

5. Величина экономического эффекта главным образом будет зависеть от общественной значимости проекта, так как технические решения не позволяют снизить производственную стоимость модернизированного сцепления, в связи с возникновением дополнительных затрат, обусловленных увеличением объема используемых материалов. Обоснованием общественной значимости проекта будет увеличение долговечности проектируемого сцепления при эксплуатации на автомобиле ВАЗ-11183.

Однако в процессе работы выявлен ряд проблем, требующих дальнейшей их проработки и решения отдельных вопросов с зарубежными фирмами – ведущими производителями ведомых дисков сцепления, в частности:

- адаптация ведомых дисков к конкретным семействам автомобилей ВАЗ;
- постановка высококачественной проволоки для пружин демпфера;
- подбор материала с постоянными показателями для фрикционных пар;
- дорогостоящая подготовка производства

## **2 Патентные исследования**

**Интеллектуальная собственность не предусмотрена.**

### 3 Конструкторская часть

Расчет проводился согласно методике [7]

#### 3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

Исходные данные

Автомобиль - ВАЗ 11183 «Калина».

Кузов: седан

Тип автомобиля: переднеприводный легковой автомобиль 1 кл.

Колесная формула: 4x2

Количество человек:  $n = 5$  (чел.)

Длинна: 4040 мм

Ширина (B<sub>r</sub>): 1700 мм

Высота (H<sub>r</sub>): 1500 мм

Масса в снаряженном состоянии:  $m_0 = 1080$  кг

Коэффициент преодолеваемого уклона:  $\alpha_{\max} = 0,3$

Шины: 175/70 R13

Коэффициент сопротивления качению:  $f_0 = 0,01$

Коэффициент аэродинамического сопротивления:  $C_x = 0,38$

Максимальная скорость:  $V_{\max} = 169,2$  км/ч (47 м/с)

Максимальная частота вращения коленчатого вала:  $\omega_{e_{\max}} = 550$  с-1  
(5255 об/мин)

Число передач: 5

#### 3.2 Определение мощности и момента двигателя

##### 3.2.1 Определение полной массы автомобиля

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot (n) + m_{\text{б}}, \quad (3.1)$$

$m_0$  – снаряженная масса автомобиля

$m_{\text{ч}}$  – масса одного человека (75 кг.)

$m_{\text{б}}$  – масса багажа на одного человека (10 кг.)

$n$  – количество пассажиров, включая водителя

$$m_a = 1080 + 75 \cdot 5 = 1505 \text{ кг.}$$

### 3.2.2 Подбор шин

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_z \cdot H, \text{ м} \quad (3.2)$$

$d = 13$  – посадочный диаметр, дюймы

$\lambda_z = 0,8$  – коэффициент вертикальной деформации, зависящий от типа

шин

$H/V = 70$  – соотношение высоты профиля шины к ее ширине, %

$V = 0,17$  – ширина профиля шины, м

$H = 70 \cdot 0,175 = 0,119$  – высота профиля шины, м

$r_{ст} = 0,5 \cdot 0,33 + 0,8 \cdot 0,119 = 0,26$  м

На дорогах с твердым покрытием  $r_{ст} \approx r_d \approx r_k = 0,26$  м, где

$r_d$  – динамический радиус колеса

$r_k$  – радиус качения колеса

### 3.2.3 Расчет коэффициента сопротивления качению при малой ско-

рости

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000}\right), \quad (3.3)$$

$f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (0,018 для асфальта в отличном состоянии)

$V$  – скорость автомобиля м/с.

$$f = 0,018 \cdot \left(1 + \frac{47^2}{2000}\right) = 0,021 \text{ м/с.}$$

### 3.2.4 Определение внешней скоростной характеристики двигателя

Первоначально определяют мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля  $N_v$  (в Вт) по формуле мощностного баланса с учетом КПД трансмиссии:

$$N_v = \frac{1}{\eta_{тр}} \left( G_a \cdot \psi_V \cdot V_{max} + \frac{c_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{max}^3 \right), \text{ Вт} \quad (3.4)$$

$\psi_V$  – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля.

Для легковых автомобилей коэффициент суммарного дорожного сопротивления назначают равным коэффициенту качения при максимальной скорости.

$$\psi_v = f = 0,021$$

$$G_a = m_a \cdot g = 505 \cdot 9,81 = 4954,05 \text{ – полный вес автомобиля, Н}$$

$$\rho = 1,293 \text{ – плотность воздуха в нормальных условиях (760 мм.рт.ст.)}$$

$$N_v = \frac{1}{0,97} \cdot (4954,05 \cdot 0,021 \cdot 47 + 0,38/2 \cdot 1,293 \cdot 2,55 \cdot 103823) \approx \\ \approx 82,11 \text{ кВт.}$$

Максимальная мощность двигателя в зависимости от его типа:

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \text{ кВт} \quad (3.5)$$

где  $a = b = c = 1$  – эмпирические коэффициенты для карбюраторного двигателя.

$\lambda = \omega_{\max} / \omega_N$  – отношение частот вращения коленчатого вала при максимальной скорости к частоте вращения коленчатого вала при максимальной мощности.

$$\text{Принимаем } \lambda = 1,11$$

$$\text{Тогда, } \omega_N = \frac{\omega_{\max}}{\lambda} = \frac{550}{1,11} = 495 \text{ с}^{-1}$$

$$N_{\max} = \frac{82,11}{1 \cdot 1,11 + 1 \cdot 1,11^2 - 1 \cdot 1,11^3} \approx 84,26 \text{ кВт}$$

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = N_{\max} \cdot [a \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right) + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3], \text{ Вт} \quad (3.6)$$

$\omega_e$  – текущее значение частоты вращения коленчатого вала (рад/с)

$N_e$  – текущее значение эффективной мощности двигателя, (Вт)

Для построения кривой эффективного момента  $M_e$  (в Нм) :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \text{ Нм} \quad (3.7)$$

Принимаем минимальную частоту вращения коленчатого вала:

$$\omega_{\min} = 84,8 \text{ с}^{-1}$$

Таблица 3.1

n, об/мин	810	1699	2588	3477	4366	5255
$\omega_e, \text{с}^{-1}$	84,8	177,84	270,88	63,92	456,96	550
$N_e, \text{кВт}$	16,48	37,24	57,53	74,01	83,3	82,06
$M_e, \text{Нм}$	194,34	209,4	212,38	203,37	182,29	149,2

### 3.3 Определение передаточных чисел трансмиссии

#### 3.3.1 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи  $U_0$  определяется, исходя из максимальной скорости автомобиля.

$$U_0 = \frac{r_k}{U_k} \cdot \frac{\omega_{\max}}{V_{\max}} \quad (3.8)$$

$\omega_{\max}$  – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

$r_k$  – радиус качения колеса.

$U_k$  – передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость автомобиля, для 4х ступенчатой коробки передач принимаем равной прямой передаче  $U_k=1$ .

$$U_0 = \frac{0,26}{0,78} \cdot \frac{550}{47} = 3,90$$

#### 3.3.2 Определение передаточных чисел коробки передач

Для обеспечения возможности движения автомобиля при заданном максимальном дорожном сопротивлении тяговая на ведущих колесах  $P_T$  должна быть больше силы сопротивления дороги  $P_d$ , т.е.

$$U_1 \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0} \quad (3.9)$$

$U_0$  – передаточное число главной передачи;

$U_1$  – передаточное число коробки передач при включенной первой передаче;

$M_{\max}$  – максимальный эффективный момент двигателя, Нм

$G_{\text{сц}} = G_a$  – для полноприводных автомобилей.



$\psi_{\max} = \alpha_{\max} + f_0 = 0,321045$  – максимальный коэффициент сопротивления дороги.

$$U_1 \geq \frac{1505 \cdot 0,21045 \cdot 0,26}{212,38 \cdot 0,97 \cdot 3,9} \geq 1,5$$

Во избежание буксования ведущих колес тяговая сила на первой передаче должна быть меньше силы сцепления колес с дорогой:

$$U_1 \leq \frac{G_a \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_0} \quad (3.10)$$

$\varphi = 0,8$  – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой (сухое асфальтовое шоссе в хорошем состоянии).

$$U_1 \leq \frac{8858 \cdot 0,8 \cdot 0,26}{212,38 \cdot 0,97 \cdot 3,9} \leq 2,293$$

Принимаем  $U_1 = 2,3$  и определим передаточные числа остальных передач:

$$U_{II} = \sqrt[4]{U_1^2} = \sqrt[4]{1,794^3} = 1,55 \quad (3.11)$$

$$U_{III} = \sqrt[4]{U_1^2} = \sqrt[4]{1,794^2} = 1,339$$

$$U_{IV} = \sqrt[4]{U_1^2} = \sqrt[4]{1,794} = 1,157$$

$$U_V = 0,78$$

$$U_{\text{зх}} = 1,25 \cdot U_1 = 2,88 \quad (3.12)$$

Передаточные числа заднего хода:

$$U_{\text{зх}} = 1,25; U_1 = 2,88$$

В соответствии с принятыми числами произведем расчет скорости автомобиля на разных передачах:

$$V = \frac{r_k \cdot \omega_B}{U_0 \cdot U_k \cdot U_p}, \text{ м/с} \quad (3.13)$$

Таблица 3.2

n, об/мин	Скорость на передаче, м/с				
	I	II	III	IV	V
810	2,46	3,65	4,22	4,89	7,25
1699	5,15	7,65	8,85	10,25	15,2
2588	7,85	11,65	13,49	15,61	23,15
3477	10,55	15,65	18,12	20,97	31,1
4366	13,25	19,65	22,75	26,33	39,06

5255	15,94	23,66	27,38	31,69	47,01
------	-------	-------	-------	-------	-------

### 3.4 Анализ тяговой динамики

#### 3.4.1 Тяговый баланс автомобиля

Сила тяги на ведущих колесах автомобилей, в зависимости от скорости автомобиля, для каждой передачи:

$$P_T = \frac{U_k \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр} \cdot U_p}{r_k}, \text{ Н} \quad (3.14)$$

При движении автомобиль приобретает силу сопротивления воздуха, которую определяют по формуле:

$$P_B = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V^2, \text{ Н} \quad (3.15)$$

Сила сопротивления качению автомобиля:

$$P_D = G_a \cdot \psi, \text{ Н} \quad (3.16)$$

где:  $\psi = f$

Суммарная сила сопротивления движению автомобиля:

$$P_{\Sigma} = P_B + P_D, \text{ Н} \quad (3.17)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 3.3 и 3.4.

Таблица 3.3

n, об/мин	Тяговая сила на ведущих колесах (в зависимости от передачи), Н					Сила сопротивления на 5 передаче,		
	I	II	III	IV	V	P	P	P
810	6503,6	4382,9	3786,2	3271,6	2205,6	32,93	151,52	184,45
1699	7007,6	4722,5	4079,6	3525,1	2376,5	144,74	164,7	309,44
2588	7107,3	4789,7	4137,7	3575,3	2410,3	335,73	187,2	522,93
3477	6805,8	4586,5	3962,2	3423,6	2308,1	605,92	219,04	824,96
4366	6100,3	4111,1	3551,5	3068,7	2068,8	955,78	260,27	1216,1
5255	4993	3364,8	2906,8	2511,7	1693,3	1384,4	310,78	1695,2

Таблица 3.4

I		II		III		IV		V	
V, м/с	P <sub>B</sub> , Н	V, м/с	P <sub>B</sub> , Н	V, м/с	P <sub>B</sub> , Н	V, м/с	P <sub>B</sub> , Н	V, м/с	P <sub>B</sub> , Н
2,46	3,79	3,65	8,35	4,22	11,16	4,89	14,98	7,25	32,93
5,15	16,62	7,65	36,66	8,85	49,07	10,25	65,82	15,2	144,74
7,85	38,6	11,65	85,02	13,49	114	15,61	152,65	23,15	335,73
10,55	69,73	15,65	153,43	18,12	205,69	20,97	275,48	31,1	605,92

13,25	109,98	19,65	241,89	22,75	324,23	26,33	434,3	39,06	955,78
15,94	159,17	23,66	350,69	27,38	469,63	31,69	629,12	47,01	1384,4

### 3.4.2 Динамические характеристики автомобиля

Динамическим фактором  $D$  автомобиля называют отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к весу автомобиля:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a} \quad (3.18)$$

По формуле (2.18) и поданным силового баланса рассчитываем и строим динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля.

Результаты расчетов динамического фактора и коэффициентов сопротивления качению сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5

п, об/ми н	Динамический фактор $D$ на пе-					f				
	I	II	III	I	V	I	II	III	I	V
810	0,4402	0,2963	0,2557	0,2206	0,1472	0,0100	0,0101	0,0101	0,0101	0,0103
1699	0,4735	0,3174	0,2730	0,2343	0,1512	0,0101	0,0103	0,0104	0,0105	0,0112
2588	0,4788	0,3187	0,2725	0,2318	0,1405	0,0103	0,0107	0,0109	0,0112	0,0127
3477	0,4562	0,3003	0,2544	0,2132	0,1153	0,0106	0,0112	0,0116	0,0122	0,0148
4366	0,4057	0,2621	0,2186	0,1784	0,0754	0,0109	0,0119	0,0126	0,0135	0,0176
5255	0,3274	0,2042	0,1651	0,1275	0,0209	0,0113	0,0128	0,0137	0,0150	0,0210

## 3.5. Анализ динамики разгона

### 3.5.1 Разгон автомобиля

Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствия буксования ведущих колес. Ускорение находят:

$$J = \frac{(D-f) \cdot g}{\delta_{вр}}, \text{ м/с}^2 \quad (3.19)$$

$$\text{где } \delta_{\text{вр}} = 1 + \frac{(I_M \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}^2 + I_k) \cdot g}{G_a \cdot r_k^2}, \quad (3.20)$$

где  $I_M$  – момент инерции вращающихся деталей двигателя (кГм<sup>2</sup>);  
 $U_{\text{тр}} = U_0 \cdot U_k$  – передаточное число трансмиссии; (3.21)

$I_k$  – суммарный момент инерции ведущих колес (кГм<sup>2</sup>);

Обратное ускорение :  $\frac{1}{j}$

Если точное значение  $I_M$  и  $I_k$  неизвестно то,  $\sigma_{\text{вр}}$  определяют по формуле:

$$\delta_{\text{вр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_k^2), \quad (3.22)$$

где  $U_k$  – передаточное число коробки передач на данной передаче;

$\delta_1$  – коэффициент учета вращающихся масс колес;

$\delta_2$  – коэффициент учета вращающихся масс двигателя;

Результаты расчетов на каждой передаче коэффициентов учета вращающихся масс:

I передача -  $\delta_{\text{вр}} = 1,02$

II передача -  $\delta_{\text{вр}} = 1,016$

III передача -  $\delta_{\text{вр}} = 1,015$

IV передача -  $\delta_{\text{вр}} = 1,014$

V передача -  $\delta_{\text{вр}} = 1,012$

Результаты расчетов ускорений и обратных ускорений  $1/j$  сведены в таблицу 3.6.

Таблица 6

n, об/ми	Ускорение на передаче,					Обратные ускорения на передаче, с <sup>2</sup> /м				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
810	4,14	2,76	2,37	2,04	1,33	0,24	0,36	0,42	0,49	0,75
1699	4,46	2,97	2,54	2,16	1,36	0,22	0,34	0,39	0,46	0,74
2588	4,51	2,97	2,53	2,13	1,24	0,22	0,34	0,40	0,47	0,81
3477	4,29	2,79	2,35	1,94	0,97	0,23	0,36	0,43	0,52	1,03
4366	3,80	2,42	1,99	1,60	0,56	0,26	0,41	0,50	0,63	1,79
5255	3,04	1,85	1,46	1,09	0,00	0,33	0,54	0,68	0,92	-

Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Интегрирование заменяем суммой конечных величин.

$$\Delta t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} \cdot dV \approx \left( \frac{1}{j_{cp}} \right) \cdot (V_2 - V_1), c \quad (3.23)$$

Таблица 3.7

Диапазон скорости, м/с			Время,с
0	-	0	0
0	-	8,03	1,53
0	-	13,60	3,05
0	-	19,17	4,62
0	-	24,74	6,59
0	-	30,30	9,44
0	-	35,87	14,33
0	-	41,44	23,92
0	-	47,01	38,75

Таблица 3.8

Диапазон скорости, м/с			Путь, м
0	-	0	0
0	-	8,03	10,30
0	-	13,60	28,40
0	-	19,17	53,46
0	-	24,74	89,94
0	-	30,30	142,00
0	-	35,87	219,69
0	-	41,44	344,15
0	-	47,01	547,97

### 3.6 Мощностной баланс автомобиля.

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_f + N_{п} + N_{в} + N_{и}, кВт \quad (3.24)$$

где:

$N_T = N_e \cdot \eta_{тр}$ , Вт – тяговая мощность, или мощность, подаваемая к ведущим колесам;

$N_{тр}$  – мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии;

$N_f = P_{п} \cdot V$ , Вт – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления качению колес;

$N_{п} = P_{п} \cdot V$ , Вт – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления подъему;

$N_{в} = P_{в} \cdot V$ , Вт – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления воздуха;

$N_{и} = P_{и} \cdot V$ , Вт – мощность, затраченная на преодоление силы инерции автомобиля;

$N_{д} = P_{д} \cdot V = N_f + N_{п}$ , Вт – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления дороги.

Таблица 3.9

V, м/с	7,25	15,20	23,15	31,10	39,06	47,01
$N_e$ , кВт	16,48	37,24	57,53	74,01	83,30	82,06
$N_T$ , кВт	15,99	36,12	55,80	71,79	80,80	79,60
$N_{в}$ , кВт	0,24	2,20	7,77	18,84	37,33	65,08

$N_D$ , кВт	1,10	2,50	4,33	6,81	10,17	14,61
$N_B + N_D$	1,34	4,70	12,11	25,66	47,50	79,69
$(N_B + N_D) /$	0,08	0,13	0,22	0,36	0,59	1,00

### 3.7. Топливо–экономическая характеристика автомобиля.

Для получения топливо-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.

Путевой расход топлива:

$$q_{п} = \frac{k_{ск} \cdot k_{и} \cdot (P_{д} + P_{в}) \cdot g_{emin} \cdot 1.1}{36000 \cdot \rho_{т} \cdot \eta_{тр}}, \text{ л/100км} \quad (3.25)$$

где:

$k_{ск}$  – коэффициент, учитывающие соответственно изменения эффективного расхода топлива в зависимости от  $\omega_e$ ;

$k_{и}$  – коэффициент, учитывающие соответственно изменения эффективного расхода топлива в зависимости от  $N$  двигателя;

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

$\rho_{т} = 0,73 \text{ кг/л}$  – плотность топлива.

Таблица 3.10

$V$ , м/с	7,25	15,20	23,15	31,10	39,06	47,01
$\omega_e / \omega_N$	0,17	0,36	0,55	0,74	0,92	1,11
$k_c$	1,13	1,12	0,97	0,96	0,95	1,08
$I$	0,08	0,13	0,22	0,36	0,59	1,00
$k_I$	2,50	2,50	1,75	1,35	1,10	1,00
$g_n$	7,75	12,89	13,20	15,90	18,90	27,11

### 3.8. Расчет механизма сцепления легкового автомобиля ВАЗ-11183

(ведущий передний мост, без прицепа)

Исходные данные:

$m_a = 1505 \text{ кг}$  – полная масса автомобиля;

$R_k = R_{cm} = 0,265 \text{ м}$  – радиус качения колеса;  
 $U_1 = 3,64$  - передаточное число 1-ой передачи;  
 $U_o = 3,71$  - передаточное число главной передачи;  
 $n_N = 5000 \text{ об/мин}$  – число оборотов при  $N_{\max}$ ;  
 $N_{\max} = 65 \text{ кВт}$  (84,4 л.с) – максимальная мощность двигателя;  
 $M_{e_{\max}} = 154 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (15,7 кгс·м) - максимальный момент двигателя;  
 $n_M = 2900 \text{ об/мин}$  - число оборотов при  $M_{e_{\max}}$ ;  
 $D_H = 200 \text{ мм}$  - наружный диаметр накладок сцепления;  
 $d_{BH} = 140 \text{ мм}$  - внутренний диаметр накладок сцепления;  
 $m_{\max} = 5,8 \text{ кг}$  - масса маховика;  
 $m_{нд} = 2,2 \text{ кг}$  - масса нажимного диска;  
 $n = 1$  - число пар трения;  
 $\mu = 0,3$  - коэффициент трения накладок о поверхности маховика и нажимного диска;  
 $\beta = 1,3$  - коэффициент запаса сцепления;  
 $f_k = 0,018$  - коэффициент сопротивления качению колес;  
 $I_k = 0,063 \text{ кг}\cdot\text{м}\cdot\text{см}^2$  - момент инерции вращения колеса автомобиля.

### 3.8.1. Расчетные значения общих параметров механизма сцепления

Определим следующие параметры:

- коэффициент учета инерции вращающихся масс автомобиля:

$$\delta = \frac{4 \cdot I_k \cdot g}{R_k^2 \cdot G_a} \quad (3.26)$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 0,0632 \cdot 9,81}{0,2652 \cdot 1505} = 0,024$$

- момент инерции автомобиля приведенный к оси ведущих колес:

$$I = \frac{G_a \cdot R_k^2}{g} \cdot (1 + \delta) \quad (3.27)$$

$$I = \frac{1505 \cdot 0,265^2}{9,81} \cdot (1 + 0,024) = 10,7 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

- момент инерции движения автомобиля приведенный, к первичному валу КП:

$$I_{i\partial} = \frac{I}{(U_I \cdot U_o)^2} \quad (3.28)$$

$$I_{np} = \frac{10,7}{(3,64 \cdot 3,71)^2} = 0,0587 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

- момент сопротивления движению автомобиля при трогания с места, приведенный к первичному валу КП:

$$\dot{I}_{\ddot{n}} = \frac{G_a \cdot R_k \cdot f_k}{U_I \cdot U_o \cdot \eta_{\partial\partial}} \quad (3.29)$$

$$M_c = \frac{1505 \cdot 0,265 \cdot 0,018}{3,64 \cdot 3,71 \cdot 0,91} = 0,567 \text{ кг} \cdot \text{м} \quad (5,56 \text{ Н} \cdot \text{м})$$

Начальная угловая скорость ведущей части сцепления при трогании автомобиля с места:

$$\omega_{\dot{A}} = \frac{\pi}{30} \left( \frac{n_m}{3} + 1500 \right) \quad (3.30)$$

$$\omega_E = \frac{3,14}{30} \left( \frac{2900}{3} + 1500 \right) = 258,2 \text{ с}^{-1}$$

Предельный момент трения сцепления:

$$M_{\max} = \beta \cdot Me_{\max}, \quad (3.31)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса, устанавливается исходя из двух противоположных требований:

- надежная передача сцеплением крутящего момента от двигателя и трансмиссии;

- предотвращение перегрузки трансмиссии при резком изменении режимов работы машины.



Принимаем  $\beta = 1,3$

$$M_{\max} = 154 \cdot 1,3 = 200,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Режимы включения сцепления:

1 режим: Наиболее распространенные условия эксплуатации большинства машин:  $W_G = 2,2$  для карбюраторных ДВС.

2 режим: Резкое включение ФС:  $W_R = 0,2$  для карбюраторных ДВС.

3 режим: Плавное включение ФС:  $\delta = 0,66$ .

4 режим: Тяжелые условия эксплуатации:  $h = 0,4$  для легковых автомобилей.

Определим работу и время буксования при трогании автомобиля с места на горизонтальной дороге:

$$A_{\text{зоп.}} = \frac{M_{e\max} \cdot I_{np} \cdot \omega_E^2}{\frac{2}{3} M_{e\max} - M_c} \cdot \left( \frac{\frac{7}{3} \cdot W_G + 1}{5} - \frac{M_{e\max} - \frac{15}{8} \cdot M_c}{3M_{e\max} - \frac{9}{2} M_c} \right) \quad (3.32)$$

$$A_{\text{зоп.}} = \frac{15,7 \cdot 0,0587 \cdot 258,2^2}{\frac{2}{3} \cdot 15,7 - 0,567} \cdot \left( \frac{\frac{7}{3} \cdot 2,2 + 1}{5} - \frac{15,7 - \frac{15}{8} \cdot 0,567}{3 \cdot 15,7 - \frac{9}{2} \cdot 0,567} \right) = 7447,5 \text{ кДж} \cdot \text{м}$$

или 73060 Н·м.

$$T_{\text{зоп.}} = \frac{3 \cdot I_{np} \cdot \omega_e}{2M_{e\max} - 3M_c} \quad (3.33)$$

$$T_{\text{зоп.}} = \frac{3 \cdot 0,0632 \cdot 258,2}{2 \cdot 15,7 - 3 \cdot 0,567} = 1,65 \text{ сек.}$$

Прирост объемной температуры за одно включение при трогании автомобиля с места по горизонтальной дороге.

Для маховика:

$$\Delta T_{\max} = \frac{\gamma \cdot A_{\text{зоп.}}}{427 \cdot Q_T \cdot m_{\max}} \quad (3.34)$$

$$\Delta T_{\max} = \frac{0,5 \cdot 7447,5}{427 \cdot 0,115 \cdot 2,2} = 13,07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\gamma = 0,5$$

Для нажимного диска:

$$\Delta T_{\text{НД}} = \frac{\gamma \cdot A_{\text{зоп.}}}{427 \cdot Q_T \cdot m_{\text{НД}}} \quad (3.35)$$

$$\Delta T_{\text{НД}} = \frac{0,5 \cdot 7447,5}{427 \cdot 0,115 \cdot 2,2} = 34,46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Проверочный расчёт на поверхностей трения на соблюдение условия:

Для накладки  $T_V \leq [T_V]$ .

Материал накладки – безасбестовая комбинация ТИИР – 118.

$S_{\text{охл}} = 0,01343 \text{ м}^2$ , удельная теплоемкость  $C = 844 \text{ Дж/кг}^\circ\text{C}$ .

Из существующих методов определения объемной температуры при повторно-кратковременном режиме работы ФС можно использовать метод Т.П. Ньюкомба, определяющий объёмную температуру теплового равновесия (температура насыщения), которая и является основным критерием оценки соответствия данного фрикционного материала предполагаемым условиям эксплуатации и размерам ФС:

$$T_V = T'_V + \frac{\Delta T_{\text{НД}}}{k_{\text{рас}} \cdot t_{\text{ох}}} \quad (3.36)$$

где  $T_V$  – установившаяся объёмная температура элемента пары трени

$T'_V = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$  - начальная температура деталей ФС;

$T_{\text{НД}} = 34,46 \text{ } ^\circ\text{C}$  - прирост объёмной температуры деталей ФС за единичное включение;

$k_{\text{рас}}$  – коэффициент, характеризующий способность элемента пары трения поглощать и рассеивать тепло;

$t_{\text{ох}}$  - интервал времени между включениями ФС (время охлаждения), при проверочных расчётах автомобильных ФС  $t_{\text{ох}} = 15 \text{ с}$ .

$$k_{\text{рас}} = \frac{\sigma \cdot S_{\text{ох}}}{m_{\text{ДЕТ}} \cdot C} \quad (3.37)$$

где  $\sigma$  – коэффициент внешней теплоотдачи;

$S_{\text{ох}} = 0,01343 \text{ м}^2$  – площадь охлаждаемой поверхности;

$m_{ДЕТ} = 0,09$  кг – масса фрикционной накладки;

$C = 844$  Дж/кг·С° - удельная теплоемкость материала ТИИР – 118.

Для нажимного диска:

$$\sigma = 0,4 \cdot \lambda_{ВЗД} \sqrt{\omega_{раб} / \nu_{взд}}, \quad (3.38)$$

где  $\lambda_{ВЗД} = 2,83 \cdot 10^{-1}$  Дж/м·С° - коэффициент теплопроводности при рабочей

температуре в картере ФС;

$\nu_{ВЗД} = 17,95 \cdot 10^{-6}$  м²/с - кинематическая вязкость воздуха при рабочей температуре в картере ФС;

$$\omega_{раб} = 0,9 \cdot \omega_N = 0,9 \cdot \pi \cdot n_N / 30 = 0,9 \cdot 3,14 \cdot 5000 / 30 = 471 \text{ рад/с.}$$

$$\sigma = 0,4 \cdot 2,83 \cdot 10^{-1} \cdot \sqrt{471 / 17,95 \cdot 10^{-6}} = 579,86 \text{ Дж/м}^2 \cdot \text{С}^0.$$

$$\text{Таким образом } k_{\partial \partial \bar{n}} = \frac{579,86 \cdot 0,01343}{0,09 \cdot 844} = 0,102$$

$$T_V = 100 + \frac{34,46}{0,102 \cdot 15} = 122,5 \text{ С}^0 < \left[ 160 \text{ С}^0 \right]$$

Статические показатели нагруженности сцепления.

Определяем рабочую площадь трения одной накладки:

$$S_D = S_{\text{общ}} - S_{0,3} - S_{\text{А.Е}}, \quad (3.39)$$

$$\text{где } S_{\text{общ}} = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - d_{BH}^2) - \text{общая площадь трения одной накладки} \quad (3.40)$$

$$S_{\text{общ}} = \frac{3,14}{4} (200^2 - 140^2) = 16022 \text{ мм}^2$$

$$S_{0,3} = \frac{\pi}{4} D_{0,3}^2 \cdot i_{0,3} - \text{площадь всех отверстий под заклепки крепления}$$

$$\text{накладки} \quad (3.41)$$

$$S_{0,3} = \frac{3,14}{4} (8,12^2 + 8,6^2) \cdot 8 = 878,5 \text{ мм}^2$$

$$S_{B.K} = \ell \cdot a \cdot i_k - \text{суммарная площадь вентиляционных канавок} \quad (3.42)$$

$$S_{B.K} = 31 \cdot 2,3 \cdot 24 = 1711,2 \text{ мм}^2$$

$\ell = 31 \text{ мм}; a = 2,3 \text{ мм}; i_k = 24$  - из чертежа накладки.

Тогда  $S_p = 16022 - 878,5 - 1711,2 = 13432,3 \text{ мм}^2$

$$S_N = 2S_p \quad (3.43)$$

$S_N = 26864,6 \text{ мм}^2$  - для 2-х пар трения.

Нагруженность пары трения инерционными моментами:

$$K_1 \cdot 10^4 = \frac{I_{np}}{S_N} \cdot 10^6 \quad (3.43)$$

$$K_1 \cdot 10^4 = \frac{0,0587}{26864,6} \cdot 10^6 = 2,18 \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{см}^2} \leq \left[ 2,78 \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2}{\text{см}^2} \right]$$

Нагруженность пары трения работой буксования за одно трогание с места на 1-ой передаче:

$$k_4 = \frac{100 \cdot A_{aiv}}{S_N} \quad (3.45)$$

$$k_4 = \frac{100 \cdot 7447,5}{26864,6} = 27,7 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{см}^2} \leq \left[ 36 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{см}^2} \right]$$

На этом расчёт статических показателей нагруженности считаем законченным.

### 3.8.2 Расчёт диафрагменной пружины

Для определения нажимного усилия диафрагменной пружины используется следующее эмпирическое соотношение:

$$P_H = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6 \cdot (b-c)^2} \cdot \lambda_1 \cdot \ln \frac{b}{a} \cdot \left( \left[ H - \lambda_1 \cdot \frac{b-a}{b-c} \right] \cdot \left[ H - 0,5 \cdot \lambda_1 \cdot \frac{b-a}{b-c} \right] + h^2 \right), \quad (3.46)$$

где  $E' = \frac{E}{1 - \mu_{II}}$ ;

здесь  $E$  – модуль упругости первого рода ( $E = 2 \cdot 10^5$  МПа);

$\mu_{II}$  – коэффициент Пуассона ( $\mu_{II} = 0,26$ );

$\lambda_1$  – деформация пружины, мм;

$H$  – высота сплошной части пружины, мм;

$h$  – толщина пружины, мм;

$a, b, c$  – геометрические параметры пружины.

$$E' = \frac{2 \cdot 10^{11}}{1 - 0.26} = 2,145 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$$H = 0,0048 \text{ мм};$$

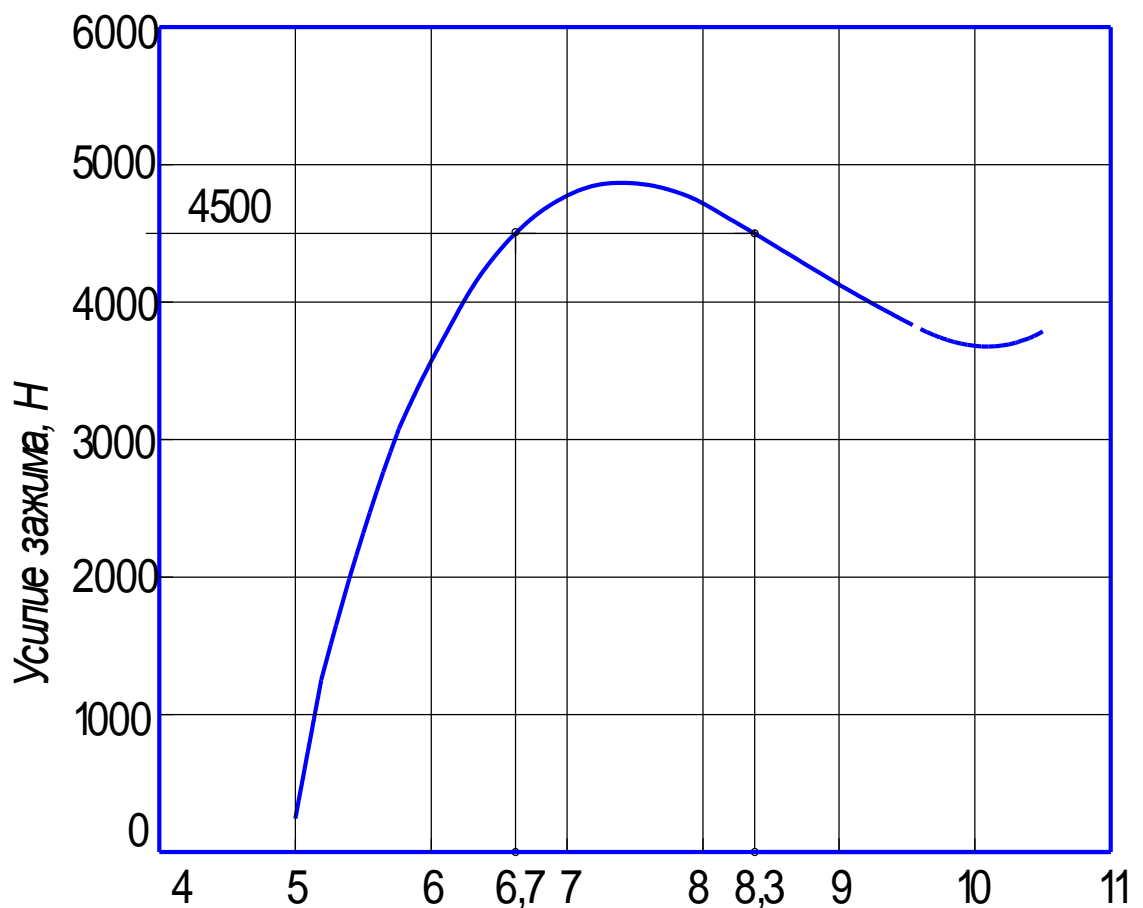
$$h = 0,00236 \text{ м};$$

$$a = 0,0728 \text{ мм};$$

$$b = 0,0943 \text{ мм};$$

$$c = 0,0712 \text{ мм}.$$

Проведем расчёт зависимости между нажимным усилием пружины и её деформацией. Результаты расчёта представим в графическом виде.



*Размер между нажимным диском и привалочной плоскостью, мм*

### 3.8.3 Проверочный расчет соединения кожуха и нажимного диска с соединительной пластиной

Исходные данные: заклепка

1. Толщина материала  $f = 0,7_{-0,05} \text{ мм}$
2. Диаметр отверстия в пластине  $d = 6,48^{+0,12} \text{ мм}$
3. Максимальная нагрузка на одну пластину (см. п.2.3)  $P_{np} = 648,3 \text{ Н}$
4. Материал заклепки – сталь 0,8, твердость  $T = 90 \dots 120 \text{ HV}_{30}$

$$\sigma_B = 300 \dots 420 \text{ МПа}$$

### Расчет соединения на смятие

Напряжение смятия в зоне контакта с пластиной  $\sigma_{см}$ .

$$\sigma_{см} = \frac{P}{d \cdot f} \quad (3.47)$$

$$\sigma_{см} = \frac{648,3}{6,48 \cdot 0,65} = 153,92 \text{ МПа}$$

Допустимое напряжение смятия ( $\sigma_{см}$ ).

$$[\sigma_{см}] = \frac{T}{4} = \frac{90}{4} = 22,5 \text{ кгс} / \text{мм}^2 = 221 \text{ МПа} \quad (3.48)$$

Должно выполняться условие:

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$$

Фактически получили:

$$153,92 < 221 \text{ МПа.}$$

### Расчет соединения на срез.

Площадь поперечного сечения заклепки  $F$ .

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.49)$$

$$F = \frac{3,14159 \cdot 6,48^2}{4} = 32,979 \text{ мм}^2$$

Напряжение среза  $\tau_{ср}$ .

$$\tau_{ср} = \frac{P \cdot n}{F \cdot k_s} \quad (3.50)$$

где  $n = 2$  – число пластин, приклепываемых одной заклепкой;

$k_s = 1$  – число плоскостей среза.

$$\tau_{cp} = \frac{648,3 \cdot 2}{32,979 \cdot 1} = 39,31 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение среза ( $\tau_{cp}$ ).

Предел текучести материала заклепки:

$$\sigma_T \approx 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 300 = 150 \text{ МПа} \quad (3.51)$$

Допустимое напряжение среза:

$$[\tau_{cp}] = 0,5 \cdot \sigma_m = 0,5 \cdot 150 = 75 \text{ МПа} \quad (3.52)$$

Должно выполняться условие:

$$\tau_{\text{н\ddot{o}}} < [\tau_{\text{н\ddot{o}}}]$$

Фактически получили:

$$39,31 < 75 \text{ МПа}$$

Диаметр стержня заклепки  $d_r = 6,4_{-0,21}$  мм соответствует диаметру стержня заклепки крепления соединительной пластины к кожуху и находится в таком же нагруженном состоянии. Поэтому расчет на срез и на смятие не производим. Таким образом в сборочном узле используем заклепки.

### 3.8.5 Расчет характеристики демпфера

Демпфер с восьмью пружинами 4x2

Прямой ход.

Таблица 3.11 - Углы работы ступеней демпфера

Ступень	Угол вступления в работу	Угол работы
1	0	13
2	1	12

1 ступень

Исходные данные:

Состав ступени 4 пружин: 2x2

Жесткость пружины:  $Z = 84,35 + 40,54 = 124,89 \text{ Н / мм}$

Радиус расположения пружины:  $R_1^0 = 43 \text{ мм}$

Ширина окна в пластинах:  $H_1^0 = 42,5 \text{ мм}$

Натяг пружины в окне:  $F_1^0 = 0,4 \text{ мм}$

Угол  $\gamma$ .

$$\gamma = \arctg\left(\frac{H_1^0}{2 \cdot R_1^0}\right) \quad (3.53)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{42,5}{2 \cdot 43}\right) = 26,2979^\circ$$

Угол  $\alpha_0 = 0^\circ$

Натяг пружины в окне  $F_1^0 = 0,4 \text{ мм}$

Усилие пружины

$$P_1^0 = Z \cdot F_1^0 \quad (3.54)$$

$$P_1^0 = 124,89 \cdot 0,4 = 49,956 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^0 = n \cdot P_1^0 \cdot R_1^0 \quad (3.55)$$

$$M_1^0 = 2 \cdot 49,956 \cdot 43 = 4296,216 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 4,3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Угол  $\alpha = 1^\circ$

Угол  $\delta$

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.56)$$

$$\delta = 26,2979 - \frac{1 - 0}{2} = 25,7979^\circ$$

Высота пружины

$$H_1^1 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.57)$$

$$H_1^1 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(25,7979)}{\cos(26,2979)} = 38,848 \text{ мм}$$



Радиус расположения пружины

$$R_1^1 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.58)$$

$$R_1^1 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \cos(25,7979)}{\cos(26,2979)} = 43,1838 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_1^1 = Z \cdot (F_1^0 + H_1^0 - H_1^1) \quad (3.59)$$

$$P_1^1 = 124,89(0,4 + 42,5 - 41,748) = 143,873 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^1 = n \cdot P_1^1 \cdot R_1^1$$

$$M_1^1 = 2 \cdot 143,873 \cdot 43,1838 = 12425,9899 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол  $\alpha = 13^\circ$

Угол  $\delta$

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.60)$$

$$\delta = 26,2979 - \frac{13 - 0}{2} = 19,7979^\circ$$

Высота пружины

$$H_1^{13} = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.61)$$

$$H_1^{13} = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(19,7979)}{\cos(26,2979)} = 32,491 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_1^{13} = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.62)$$

$$R_1^{13} = 2 \cdot \frac{43 \cdot \cos(19,7979)}{\cos(26,2979)} = 45,129 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_1^{13} = Z \cdot (F_1^0 + H_1^0 - H_1^{13}) \quad (3.63)$$

$$P_1^{13} = 124,89(0,4 + 42,5 - 32,491) = 1299,98 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^{13} = n \cdot P_1^{13} \cdot R_1^{13} \quad (3.64)$$

$$M_1^{13} = 2 \cdot 1299,98 \cdot 45,129 = 117333,5957 H \cdot мм = 117,33 H \cdot мм$$

2 ступень

1. Состав ступени 4 пружины: 2x2

2. Жесткость пружины:  $Z = 84,35 + 40,54 = 124,89 \text{ H / мм}$

3. Радиус расположения пружины:  $R_2^1 = 43 мм$

4. Ширина окна в пластинах:  $H_2^1 = 42,5 \text{ мм}$

5. Натяг пружины в окне:  $F_2^1 = 0,4 \text{ мм}$

Угол  $\gamma$ .

$$\gamma = \arctg\left(\frac{H_2^1}{2 \cdot R_2^0}\right) \quad (3.65)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{42,5}{2 \cdot 43}\right) = 26,2979^\circ$$

Угол  $\alpha = 1^\circ$

Натяг пружины в окне  $F_2^1 = 0,4 \text{ мм}$

Усилие пружины

$$P_2^1 = Z \cdot F_2^1 \quad (3.66)$$

$$P_2^1 = 124,89 \cdot 0,4 = 49,956 \text{ H}$$

Крутящий момент

$$M_2^1 = n \cdot P_2^1 \cdot R_2^1 \quad (3.67)$$

$$M_2^1 = 2 \cdot 49,956 \cdot 43 = 4296,216 \text{ H} \cdot мм = 4,3 \text{ H} \cdot мм$$

Угол  $\alpha = 13^\circ$

Угол  $\delta$

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.68)$$

$$\delta = 26,2979 - \frac{13 - 1}{2} = 20,2979^\circ$$

Высота пружины

$$H_2^{13} = 2 \cdot \frac{R_2^1 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.69)$$

$$H_2^{13} = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(20,2979)}{\cos(26,2979)} = 33,2776 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_2^{13} = 2 \cdot \frac{R_2^1 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.70)$$

$$R_2^{13} = 2 \cdot \frac{43 \cdot \cos(20,2979)}{\cos(26,2979)} = 44,9857 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_2^{13} = Z \cdot (F_2^1 + H_2^1 - H_2^{13}) \quad (3.71)$$

$$P_2^{13} = 124,89(0,4 + 42,5 - 33,2776) = 1201,741 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^{13} = n \cdot P_2^{13} \cdot R_2^{13} \quad (3.72)$$

$$M_2^{13} = 2 \cdot 1201,741 \cdot 44,9857 = 108122,364 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 108,12 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Обратный ход

Таблица 3.12 - Углы работы ступеней демпфера

Ступень	Угол вступления в работу	Угол работы
1	0	8
2	3	5

1 ступень

Исходные данные:

1. Состав ступени 4 пружины: 2x2
2. Жесткость пружины:  $Z = 84,35 + 40,54 = 124,89 \text{ Н / мм}$
3. Радиус расположения пружины:  $R_1^0 = 43 \text{ мм}$
4. Ширина окна в пластинах:  $H_1^0 = 42,5 \text{ мм}$
5. Натяг пружины в окне:  $F_1^0 = 0,4 \text{ мм}$

Угол  $\gamma$ .

$$\gamma = \arctg\left(\frac{H_1^0}{2 \cdot R_1^0}\right) \quad (3.73)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{42,5}{2 \cdot 43}\right) = 26,2979^\circ$$

Угол  $\alpha_0 = 0^\circ$

Натяг пружины в окне  $F_1^0 = 0,4$  мм

Усилие пружины

$$P_1^0 = Z \cdot F_1^0 \quad (3.74)$$

$$P_1^0 = 124,89 \cdot 0,4 = 49,956 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^0 = n \cdot P_1^0 \cdot R_1^0 \quad (3.75)$$

$$M_1^0 = 2 \cdot 49,956 \cdot 43 = 4296,216 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 4,3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Угол  $\alpha = 3^\circ$

Угол  $\delta$

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.76)$$

$$\delta = 26,2979 - \frac{3 - 0}{2} = 24,7979^\circ$$

Высота пружины

$$H_1^3 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.77)$$

$$H_1^3 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(24,7979)}{\cos(26,2979)} = 40,234 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_1^3 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.78)$$

$$R_1^3 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \cos(24,7979)}{\cos(26,2979)} = 43,541 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_1^3 = Z \cdot (F_1^0 + H_1^0 - H_1^3) \quad (3.79)$$

$$P_1^3 = 124,89(0,4 + 42,5 - 40,234) = 332,95674 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^3 = n \cdot P_1^3 \cdot R_1^3 \quad (3.80)$$

$$M_1^3 = 2 \cdot 332,95674 \cdot 43,541 = 28994,5388 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 28,99 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол  $\alpha = 8^\circ$

Угол  $\delta$

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.81)$$

$$\delta = 26,2979 - \frac{8 - 0}{2} = 22,2979^\circ$$

Высота пружины

$$H_1^8 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.82)$$

$$H_1^8 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(22,2979)}{\cos(26,2979)} = 36,3973 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_1^8 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.83)$$

$$R_1^8 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \cos(22,2979)}{\cos(26,2979)} = 44,3776 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_1^8 = Z \cdot (F_1^0 + H_1^0 - H_1^8) \quad (3.84)$$

$$P_1^8 = 124,89(0,4 + 42,5 - 36,3973) = 812,122 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^8 = n \cdot P_1^8 \cdot R_1^8 \quad (3.85)$$

$$M_1^8 = 2 \cdot 812,122 \cdot 44,3776 = 72080,068 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 72,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2 ступень

1. Состав ступени 4 пружины: 2x2

2. Жесткость пружины:  $Z = 84,35 + 40,54 = 124,89 \text{ Н / мм}$

3. Радиус расположения пружины:  $R_2^3 = 43 \text{ мм}$

4. Ширина окна в пластинах:  $H_2^3 = 42,5 \text{ мм}$

5. Натяг пружины в окне:  $F_2^3 = 0,4 \text{ мм}$

Угол  $\gamma$ .

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{H_2^3}{2 \cdot R_2^3}\right) \quad (3.86)$$

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{42,5}{2 \cdot 43}\right) = 26,2979^\circ$$

Угол  $\alpha = 3^\circ$

Натяг пружины в окне

$$P_2^3 = Z \cdot F_2^3 \quad (3.87)$$

$$P_2^3 = 124,89 \cdot 0,4 = 49,956 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^3 = n \cdot P_2^3 \cdot R_2^3$$

(3.88)

$$M_2^3 = 2 \cdot 49,956 \cdot 43 = 4296,216 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 4,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол  $\alpha = 8^\circ$

Угол  $\delta$

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.89)$$

$$\delta = 26,2979 - \frac{8 - 3}{2} = 23,7979^\circ$$

Высота пружины

$$H_2^8 = 2 \cdot \frac{R_2^3 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.90)$$

$$H_2^8 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(23,7979)}{\cos(26,2979)} = 38,7082 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_2^8 = 2 \cdot \frac{R_2^3 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.91)$$

$$R_2^8 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \cos(23,7979)}{\cos(26,2979)} = 43,88598 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_2^8 = Z \cdot (F_2^3 + H_2^3 - H_2^8) \quad (3.92)$$

$$P_2^8 = 124,89(0,4 + 42,5 - 38,7082) = 523,514 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^8 = n \cdot P_2^8 \cdot P_2^8$$

(3.93)

$$M_2^8 = 2 \cdot 523,514 \cdot 43,88598 = 4594,84 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 45,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Таблица 3.13 - Прямая характеристика демпфера (натяг)

Угол градусы	Момент, Н·м		
	1 степень	2 степень	Суммарный
0	4,3	-	4,3
1	12,42	-	12,42
1	12,42	4,3	16,72
13	117,33	108,12	225,45

Таблица 3.14 - Обратная характеристика демпфера (накат)

Угол градусы	Момент, Н·м		
	1 степень	2 степень	Суммарный
0	4,3	-	4,3
3	28,99	-	28,99
3	28,99	4,3	33,29
8	72,08	45,95	118,03

## **4. Технологическая часть**

### **4.1 Анализ технологичности конструкции изделий**

В этой части дипломного проекта будет рассмотрен технологический процесс сборки ведомого диска сцепления ВАЗ-11183.

Общие требования к технологичности конструкции изделия:

- а) возможность узловой сборки, т.к. наличие в конструкции сборочных единиц, допускающих независимую сборку;
- б) возможность одновременного и независимого присоединения узлов к базовому элементу изделия;
- в) возможность механизации сборочных работ;
- г) инструментальная доступность;
- д) контропригодность;
- е) применение несложных сборочных приспособлений;
- ж) использование методов обеспечения точности.

Основными организационными формами сборки являются стационарная и подвижная. При стационарной сборке изделие полностью собирают на основном сборочном посту. Все детали и сборочные единицы, требуемые для сборки изделия, поступают на этот пост. При подвижной сборке собираемое изделие последовательно перемещается по сборочным постам, на каждом из которых выполняется определенная операция. Посты оснащаются приспособлениями и инструментами, необходимыми для выполнения данной операции. Детали и узлы для сборки поступают на соответствующие посты.

Для сборки сцепления необходима поточная форма сборки.

При поточной сборке процесс расчленяют таким образом, что каждую операцию выполняет один рабочий или определенная группа рабочих. Объект сборки обычно последовательно перемещается от одного рабочего поста к другому. Однако при сборке крупногабаритных и тяжелых изделий они могут оставаться неподвижными на стендах, расположенных в технологической по-



следовательности, а рабочий или группа рабочих выполняют на каждом объекте определенную операцию или комплекс работ, после этого переходят к следующему объекту, где осуществляют следующую операцию.

#### **4.2 Разработка технологической схемы сборки ведомого диска**

Технологическая схема сборки показывает, в какой последовательности необходимо присоединять друг к другу и закреплять элементы, из которых собирают изделия. Такими элементами являются детали и сборочные единицы.

Деталь представляет собой первичный элемент изделия, характерным признаком которого является отсутствие в нем разъемных и неразъемных соединений. Сборочная единица представляет собой элемент изделия, состоящей из двух и более деталей, соединенных в одно целое, не распадающиеся при перемене положения. Характерный признак сборочной детали – возможность ее сборки независимо от других элементов изделия. Для составления технологических схем сборки все сборочные единицы, входящие в изделие, условно можно разделить на группы и подгруппы 1, 2, 3, и т.д. порядков. Группой считают сборочную единицу, непосредственно входящую в изделие. Подгруппа – составная часть группы. Если она входит непосредственно в группу, то ее называют подгруппой 1-го порядка. Если подгруппа входит в подгруппу 1-го порядка, то ее называют подгруппой 2-го порядка и т.д. Технологическая схема сборки составляется на основе сборочных чертежей изделия и показывает, в какой последовательности необходимо присоединять друг к другу элементы, из которых состоит изделия.

Базовым элементом называют деталь или группу, подгруппу с которых начинают сборку. Процесс общей сборки изображают горизонтальной линией от прямоугольника, изображающего базовый элемент, до прямоугольника, обозначающего изделия. Длинные стороны прямоугольника горизонтальны.

Сверху линии в порядке последовательности присоединения располагают прямоугольники, обозначающие детали, снизу узлы (группы). Длинные стороны этих прямоугольников не перпендикулярны.

Технологическую схему сборки необходимо снабдить надписями – сносками, поясняющими характер сборочных работ (запрессовку, клепку, проверку зазоров и т.д.), когда они неясны из схемы, и методы контроля при сборке.

Дополнительные работы (частная или полная разборка составных частей) также отражают на схеме пояснительными надписями.

### **4.3 Составление перечня сборочных работ**

Перечень выполняется в виде таблицы, содержащей наименования сборочных работ в последовательности, диктуемой технологической схемой общей и узловой сборки, и данные по нормированию всех необходимых видов работ. Эти работы весьма разнообразны и их можно определять только при учете и анализе конкретных условий сборки: полнота и точность механической обработки деталей, поданных на сборку; принятые методы достижения точности замыкающих звеньев; принятые технологические способы выполнения соединений и др. По целевому назначению работы можно разделить на:

- а) механическая обработка, выполняемая в сборочном цехе;
- б) распаковка, расконсервирование,
- в) изготовление отдельных простых деталей;
- г) выполнение соединений деталей и узлов;
- д) работы, обусловленные методами пригонки и регулировки;
- е) работы по проверке правильности выполнения соединений деталей и узлов в процессе сборки,
- ж) дополнительные работы, не относящиеся к вышеперечисленным.

Таблица 4.1

№ п/п	Содержание основных и вспомогательных работ	Время $t_{on}$ , мин.
1	2	3
<b>1 Узловая сборка ступицы ведомого диска сцепления</b>		
1	Осмотреть втулку со всех сторон	0,07
2	Установить втулку в приспособление	0,04
3	Осмотреть фланец	0,07
4	Смазать фланец машинным маслом	0,09
5	Напрессовать фланец на ступицу	0,11
6	Снять ступицу в сборе	0,03
7	Переместить ступицу в сборе на следующую позицию	0,02
8	Промыть ступицу в сборе	0,19
9	Переместить ступицу в сборе на следующую позицию	0,02
10	Просушить ступицу в сборе	0,16
11	Переместить ступицу в сборе на общую сборку	0,02
Итого:		0,82
<b>2 Узловая сборка передней пластины демпфера с ведомым диском</b>		
1	Осмотреть переднюю пластину демпфера	0,07
2	Установить переднюю пластину демпфера в приспособление	0,04
3	Осмотреть ведомый диск	0,07
4	Осмотреть ведомый диск	0,04
5	Заклепать 24 заклёпки	0,05
6	Снять переднюю пластину демпфера с ведомым диском в сборе	0,03
7	Переместить переднюю пластину демпфера с ведомым диском В сборе на общую сборку	0,02
Итого:		0,77

Продолжение таблица 4.1

<b>3 Узловая сборка передней пластины демпфера и ведомого диска с фрикционными накладками</b>		
1	Осмотреть первую фрикционную накладку	0,07
2	Установить фрикционную накладку в приспособление	0,04
3	Осмотреть переднюю пластину с ведомым диском	0,07
4	Установить переднюю пластину демпфера с ведомым диском в приспособление	0,04
5	Осмотреть вторую фрикционную накладку	0,07
6	Установить фрикционную накладку в приспособление	0,04
7	Заклепать 16 заклёпок на двух позициях одновременно	0,33
8	Снять переднюю пластину демпфера с ведомым диском и фрикционными накладками в сборе	0,03
9	Переместить переднюю пластину демпфера с ведомым диском и фрикционными накладками в сборе на общую сборку	0,02
Итого:		0,71
<b>5 Сборка демпфера ведомого диска</b>		
1	Осмотреть заднюю пластину демпфера	0,07
2	Установить заднюю пластину демпфера в приспособление	0,04
3	Осмотреть пружинную шайбу демпфера	0,07
4	Установить пружинную шайбу демпфера в приспособление	0,04
5	Осмотреть фрикционное кольцо демпфера	0,07
6	Установить фрикционное кольцо демпфера в приспособление	0,04
7	Осмотреть волнистую шайбу демпфера	0,07
8	Установить волнистую шайбу в приспособление	0,04
9	Осмотреть опорное кольцо демпфера	0,07
10	Установить опорное кольцо демпфера в приспособление	0,04
11	Осмотреть две пружины	0,08

Продолжение таблица 4.1

12	Установить ”пружину в пружине” в зажимное устройство	0,09
13	Осмотреть две пружины	0,08
14	Установить “пружину в пружине” в зажимное устройство	0,09
15	Осмотреть две пружины	0,08
16	Установить “пружину в пружине” в зажимное устройство	0,09
17	Осмотреть две пружины	0,08
18	Установить “пружину в пружине” в зажимное устройство	0,09
19	Ввести пружины в окна	0,13
20	Осмотреть упорную пластину демпфера	0,07
21	Установить упорную пластину демпфера в приспособление	0,04
22	Переместить на следующую операцию	0,01
Итого:		1,15
<b>6 Сборка ступицы ведомого диска сцепления</b>		
1	Осмотреть ступицу в сборе со всех сторон	0,07
2	Установить ступицу в сборе в приспособление	0,04
3	Осмотреть стопорную шайбу	0,07
4	Осмотреть стопорную шайбу	0,04
5	Осмотреть фрикционное кольцо демпфера	0,07
6	Установить фрикционное кольцо демпфера на ступицу	0,04
7	Осмотреть четыре стойки	0,08
8	Установить четыре стойки в пазы	0,08
9	Осмотреть переднюю пластину демпфера с ведомым диском и фрикционными накладками в сборе со всех сторон	0,09
10	Установить переднюю пластину демпфера с ведомым диском и фрикционными накладками в сборе на ступицу	0,05
11	Расклепать стойки с двух сторон	0,4
12	Снять ведомый диск в сборе	0,03

Продолжение таблица 4.1

13	Переместить ведомый диск в сборе на следующую позицию	0,02
Итого:		0,99
<b>7 Контрольная операция</b>		
1	Установить ведомый диск сцепления в сборе в оснастку	0,04
2	Проверить остаточный дисбаланс	0,15
3	Снять ведомый диск в сборе	0,03
4	Переместить ведомый диск в сборе на следующую позицию	0,02
5	Установить ведомый диск в сборе на контрольном стенде	0,04
4	Контролировать лёгкость вращения ведомого диска в сборе	0,13
7	Контролировать параллельность и разнотолщинность плоскостей ведомого диска в сборе	0,15
8	Контролировать момент гистерезиса демпфера согласно карт контроля	0,20
9	Снять ведомый диск в сборе	0,03
Итого:		0,79
Всего, $\Sigma t_{оп}$		5,23

#### 4.4 Определение трудоёмкости сборки

В соответствии с перечнем работ, приведённом в плане сборки, проводится нормирование работ по данным норматива. В этих нормативах приведены нормы оперативного времени  $t_{он}$  на сборочные и вспомогательные переходы. Результаты нормирования работ сводят в соответствующую графу (табл. 4.1).

Общее оперативное время на все виды работ при сборке ведомого диска сцепления определяется как сумма отдельных оперативных времён:

$$t_{он}^{общ} = \Sigma t_{он} = 5,23 \text{ мин}$$

Суммарная трудоёмкость сборки ведомого диска сцепления может быть определена как:

$$t_{ум}^{общ} = t_{он}^{общ} + t_{он}^{общ} \cdot \left( \frac{\alpha + \beta}{100} \right), \quad (4.1)$$

Где  $\alpha$  - часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места,  $\alpha = 2/3 \%$

$\beta$  - часть оперативного времени на перерывы для отдыха,  $\beta = 4/6\%$

Примем  $\alpha = 2,5 \%$ ;  $\beta = 5 \%$ .

Тогда:

$$t_{ум}^{общ} = 5,23 + 5,23 \cdot \frac{2,5 + 5}{100} = 5,62 \text{ мин}$$

#### 4.5 Определение типа производства

Тип производства при сборке следует определять в зависимости от годового выпуска изделий и ориентировочной определённой суммарной трудоёмкости сборки ведомого диска сцепления.

В нашем случае  $N = 200000$  шт.;  $t_{ум}^{общ} = 5,62$  мин, поэтому принимаем крупносерийное производство.

Для крупносерийного производства, где применяют поточные формы организации производства, следует определить такт выпуска изделий:

$$T_g = \frac{F_g \cdot 60 \cdot m}{N}, \quad (4.2)$$

где  $F_g$  – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену, час;

$m$  – сменность режима работы;

$N$  – годовой объём выпуска изделий, шт.

$$T_g = 4015 \cdot \frac{60}{200000} = 1,2 \text{ мин}$$

#### **4.6 Выбор организационной формы сборки**

На выбор организационной формы сборки влияют, конструкция изделия, его масса, объём выпуска изделий и сроки (длительность) выпуска.

Для крупносерийного производства применяют подвижную поточную сборку с расчленением процесса на операции и передачей собираемого объекта от одной позиции к другой посредством механических транспортирующих устройств.

#### **4.7 Составление маршрутной технологии**

Маршрутная технология включает установление последовательности и содержания технологических и вспомогательных операций общей и узловой сборки. Последовательность сборки определяется на основе технологических схем общей и узловой сборки. Формирование содержания операций следует вести с учётом однородности работы и её законченности. Признак законченности этапа работы – целостность соединений при изменении положения или при транспортировке объекта сборки. При формировании операций массового и крупносерийного производств из общего перечня работ, содержащихся в плане, исключают работы, которые можно выделить вне общей и узловой сборки, распаковка, промывка, продувка, протирка, входной контроль.

Технологический маршрут процесса сборки изделия оформляется в виде таблицы (см. табл. 3.2), в которой приводятся сведения о номере, наименовании операции, её содержании без расчленения по техническим переходам, технологическом оборудовании и норме времени. Технологические операции, относящиеся к процессу сборки, нумеруются 010, 015 и т.д. через пять. В перечень технологического маршрута следует ввести операции технического контроля и других вспомогательных операций (регулировка, балансировка, подгонка и т.п.). Своё название операции сборки получают по виду сборки (общая или узловая) и по наименованию изделия или сборочной единицы (группы).



Сведения об оборудовании приводятся в виде названия типа без указания модели оборудования.

Таблица 4.2

№	Название операции	№ и наименование технологических переходов	Используемое оборудование и инструмент	$t_{оп}$ , мин
1	2	3	4	5
Узловая сборка ведомого диска сцепления				
010	Сборка ступицы ведомого диска сцепления	Установить втулку в приспособление	Приспособление для запрессовки	1,15
		Смазать фланец машинным маслом		
		Напрессовать фланец на ступицу		
		Переместить ступицу в сборе на следующую позицию		
		Промыть ступицу в сборе		
		Переместить ступицу в сборе на следующую позицию		
		Просушить ступицу в сборе		
		Переместить ступицу в сборе на общую сборку		
015	Сборка передней пластины демпфера с ведомым	Установить переднюю пластину демпфера в приспособление	Приспособление для заклепки	0,1
		Установить ведомый диск в приспособление		
		Заклепать 24 заклёпки		
		Снять переднюю пластину демпфера с ведомым диском в сборе		

	дискон	Переместить переднюю пластину демпфера с ведомым диском в сборе на общую сборку		
020	Сборка передней пластины демпфера и ведомого диска с фрикционными накладками	Установить фрикционную накладку в приспособление	Приспособление для заклепывания	0,91
		Установить переднюю пластину демпфера с ведомым диском в приспособление		
		Установить фрикционную накладку в приспособление		
		Заклепать 16 заклёпок на двух позициях одновременно		
		Снять переднюю пластину демпфера с ведомым диском и Фрикционными накладками в сборе		
Переместить переднюю пластину демпфера с ведомым диском и фрикционными накладками в сборе на общую сборку				
025	Сборка демпфера ведомого диска	Установить заднюю пластину демпфера в приспособление	Приспособление для установки пружин и сборки, зажимное устройство для пружин,	1,2
		Установить пружинную шайбу демпфера в приспособление		
		Установить фрикционное кольцо демпфера в приспособление		
		Установить волнистую шайбу в приспособление		
		Установить опорное кольцо демпфера в приспособление		

		Установить ”пружину в пружине” в зажимное устройство		
		Установить “пружину в пружине” в зажимное устройство		
		Установить “пружину в пружине” в зажимное устройство		
		Установить “пружину в пружине” в зажимное устройство		
		Ввести пружины в окна		
		Установить упорную пластину демпфера в приспособление		
030	Сборка ступицы ведомого диска	Установить ступицу в сборе в приспособление	Зажимное устройство для пружин	1,11
		Установить стопорную шайбу в приспособление		
		Установить фрикционное кольцо демпфера на ступицу		
		Установить четыре стойки в пазы		
		Установить переднюю пластину демпфера с ведомым диском и фрикционными накладками в сборе на ступицу		
040	Контрольная Операция	Установить ведомый диск сцепления в сборе в оснастку	оснастка для проверки остаточного дисбаланса, контрольный стенд	0,79
		Проверить остаточный дисбаланс		
		Снять ведомый диск в сборе		
		Переместить ведомый диск в сборе на следующую позицию		
		Установить ведомый диск в сборе на		

	<p>контрольном стенде</p> <p>Контролировать лёгкость вращения ведомого диска в сборе</p>		
	<p>Контролировать параллельность и разнотолщинность плоскостей ведомого диска в сборе</p>		
	<p>Контролировать момент гистерезиса демпфера согласно карт контроля</p>		
	<p>Снять ведомый диск в сборе</p>		

## **5 Безопасность и экологичность проекта**

### **5.1 Анализ экологических показателей разработанной конструкции сцепления**

Серийное сцепление автомобиля ВАЗ-11183 комплектуется ведомым диском с фрикционными накладками, выполненными из материала шифра ТИИР-118 производства ф. «ТИИР» (г. Ярославль). Информация о входящих в данный шифр материалах фирмой изготовителем не разглашается. Однако можно однозначно утверждать, что данный шифр полностью соответствует по своему содержанию требованиям международных стандартов экологической безопасности.

При этом следует отметить, что при изготовлении фрикционных накладок ведомого диска сцепления используются фрикционные материалы. Они предназначены для превращения кинетической энергии движущихся масс в теплоту при сохранении их работоспособности для последующих многократных циклов. Для надежного движения автомобиля фрикционные материалы должны обеспечивать передачу крутящего момента от двигателя к трансмиссии и к ведущим колесам.

В настоящее время большое применение нашли фрикционные материалы содержащие асбест. Главным компонентом является хризотил-асбест, который применяется в качестве термостойкого материала. Асбест имеет способность очищать поверхность трения от различных загрязнений, это способствует высокому значению коэффициента трения.

Несмотря на все преимущества использования асбестосодержащих материалов в качестве материала фрикционных накладок ведомого диска сцепления данный материал имеет довольно существенный недостаток – асбест является материалом очень вредных для здоровья людей и из-за этого данный материал рассматривается как негативно влияющий на экологию. Асбестовая пыль попадая в легкие человека не выводится организмом и накапливаясь длительное время приводит к тяжелым онкологическим заболеваниям.

Заменить асбест в сцеплении автомобиля довольно сложно. Довольно трудно найти такой же материал, имеющий такие свойства как: невысокой стоимостью, высокой термостойкостью и прочностью.

В настоящее время, все возрастающие требования к экологичности автомобиля вынуждают производителей автомобилей, несмотря на удорожание, использовать другие материалы вместо асбеста. Большее распространение получили базальтовые, алюмосиликатные, полиамидные, углеродные, металлические, стеклянные волокна заменяющий небезопасный асбест. Из возможных перспективных заменителей асбеста в будущем это высокопрочное и теплоустойчивое волокно Кевлар, широко используемое в бронежилетах. Износостойкость фрикционных накладок содержащих Кевлар, выше асбестовых при сохранении стабильности фрикционных характеристик и при высоких температурах. Результаты исследований свидетельствуют о реальной возможности эффективной замены асбеста более безопасными материалами и даже превосходящими по характеристикам асбест.

Модернизация серийного сцепления автомобиля ВАЗ-11183, произведённая в дипломном проекте, продиктована необходимостью модернизации существующего сцепления с целью обеспечения возможности более плавного трогания автомобиля с места (по сравнению с базовым вариантом), а также снижение уровня шума в работе трансмиссии. В процессе модернизации заменен четырехконный ведомый диск на шестиконный, что привело к снижению уровня шума, а также более плавному троганию с места. Проведённый тепловой расчёт модернизированного и серийного сцепления указал на снижение работы буксования сцепления за одно трогание в случае использования в его конструкции, изменённого ведомого диска сцепления. Известно, что чем выше удельная работа буксования сцепления, тем выше износ накладок сцепления. Следовательно, можно утверждать, что использование модернизированного сцепления позволит уменьшить в процессе эксплуатации износ фрик-

ционных накладок сцепления, а, следовательно, позволит сократить концентрацию вредных веществ попадающих в атмосферу из числа содержащихся в накладках ведомого диска сцепления.

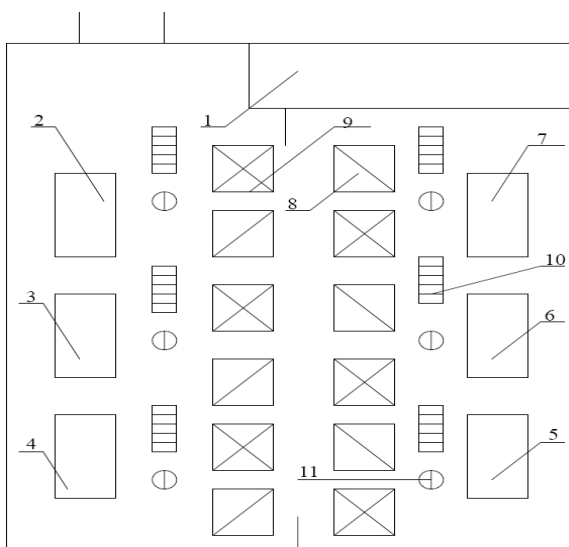
## 5.2 Описание производственного участка

В дипломном проекте рассматривается участок сборочного цеха, на котором производится сборка сцепления.

Сборочный цех расположен в зоне обрабатывающих цехов. Его располагают вблизи заготовительных цехов у главного входа, как цех с большим числом рабочих. В пристройках к основному зданию сборочного цеха размещены промежуточные склады, ремонтные мастерские, инструментальные кладовые, служебные и бытовые помещения. Цех сборки оборудован системой вентиляции и отопления: применяется система общеобменной приточно-вытяжной вентиляции совместно с местными отсосами на рабочих местах и система воздушного отопления.

На участке используется следующее оборудование: клёпальный полуавтомат “Викман”; пресс с поворотным столом и двуручным управлением “Викман”; балансировочный станок “Шенк”; сверлильный станок 2Н135 “Стерлитоман”.

Виды работ, выполняемые на участке: подготовительная, сборочная, клепальная, контрольная, доводочная.



1-место для отдыха; 2-сверлильный станок; 3-пресс; 4-стенд; 5-стенд;  
 6-балансировочный станок; 7-клепальный полуавтомат; 8-контейнер с заготовками; 9-контейнер с деталями; 10-документация; 11-рабочее место.

Рисунок 5.1 - Эскиз рабочего участка

### 5.3 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Таблица 5.1

ОВПФ	Источники
1. - Повышенный уровень шума. - Повышенный уровень вибраций. - Напряжения в электрической сети. - Подвижные детали. - Острые кромки и заусенцы. - Монотонность труда	Клепальный полуавтомат “Викман”
2. - Повышенный уровень шума - Повышенный уровень вибраций - Напряжения в электрической сети. - Подвижные детали. - Острые кромки и заусенцы. - Монотонность труда. - Физическое перенапряжение.	Пресс с поворотным столом и двуручным управлением “Викман”.



Продолжение таблицы 5.1

<p>3.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Подвижные детали.</li> <li>- Напряжение зрительных анализаторов</li> </ul>	<p>Балансировочный станок “Шенк”.</p>
<p>4.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Повышенный уровень шума.</li> <li>- Повышенный уровень вибраций.</li> <li>- Напряжения в электрической цепи.</li> <li>- Подвижные детали.</li> <li>- Острые кромки и заусенцы.</li> <li>- Повышенная температура поверхности детали.</li> <li>- Повышенная металлическая запылённость.</li> <li>- Физическое перенапряжение.</li> <li>- Напряжение зрительных анализаторов</li> </ul>	<p>Сверлильный станок 2Н135 “Стерли-томан”</p>

**5.4 Воздействие опасных и вредных производственных факторов на работающих**

а) Повышенный уровень шума воздействие на органы слуха, гипофиз и сердечно-сосудистую систему. В первую очередь шум воздействует на сердечно-сосудистую систему человека. Второй по степени воздействия – слуховой орган. При давлении, равном  $2 \cdot 10^2$  Па и интенсивности  $J = 10$  Вт/м<sup>2</sup>, ча-

стоте 1000 Гц у человека возникают болевые ощущения – болевой порог. Человек воспринимает звуковые колебания от 20 до 20000 Гц. Наименьшее звуковое давление  $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Па и интенсивность  $J_0 = 10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup> при частоте 1000 Гц. Третий по степени воздействия – гипофиз человека. Запрещается даже кратковременное пребывание в зонах с октавными уровнями звукового давления выше 135 дБ в любой октавной полосе. Низкочастотные колебания опасны тем, что они могут совпадать с собственной частотой внутренних органов.

б) Повышенный уровень вибраций вызывает нарушение вестибулярного аппарата, вызывает явление резонанса, воздействует на сосудистую систему.

в) Повышенное значение напряжения в электрической сети оказывает термическое (ожоги, нагрев тканей, сосудов человека, нервов.), электролитическое (разложение крови и плазмы), биологическое (раздражение и возбуждение живых тканей организма, непроизвольное сокращение мышц, что может привести к прекращению деятельности органов дыхания и кровообращения).

г) Повышенная запылённость оказывает раздражающее (кашель, чихание), токсическое, фиброгенное (разрастание соединительной ткани в лёгких) действие. Пыль оказывает вредное воздействие на дыхательные пути, кожные покровы, органы зрения, и на пищеварительный тракт. Поражение пылью верхних дыхательных путей в начальной стадии сопровождается раздражением, а при длительном воздействии появляется кашель, отхаркивание грязной мокротой. Пыль, глубоко проникающая в дыхательные пути, приводит к развитию в них патологического процесса, который получил название пневмокониоза.

д) Подвижные детали, острые кромки и заусенцы оказывают травмоопасное воздействие (ушибы, переломы, вывихи, разрывы кожной и мышечной ткани, сухожилий, рваные и резаные раны кожной и мышечной ткани, разрывы сухожилий).

е) Монотонность труда вызывает утомляемость, сонливость, снижение внимания.

ж) Физическое перенапряжение вызывает утомляемость, стресс, что приводит к снижению работоспособности.

з) Напряжение зрительных анализаторов снижает зрение, вызывает утомляемость, головную боль, раздражительность, нервное напряжение стресс. Естественный свет имеет высокую биологическую и гигиеническую ценность и оказывает сильное воздействие на психологию человека, а в конечном счёте на производственный травматизм и производительность труда. Поэтому в летние месяцы года в результате большего использования естественного освещения количество несчастных случаев значительно меньше, чем в осенне-зимние месяцы. Для защиты от слепящего действия прямых солнечных лучей или их отражений от блестящих деталей остекление световых проёмов покрывают тонким слоем белой краски или простое стекло заменить матовым. Использование только местного освещения не разрешается, т.к. резкий контраст между ярко освещёнными и неосвещёнными местами вредно отражается на зрении рабочих, замедляет скорость работы, а иногда и является причиной несчастных случаев.

к) Параметры микроклимата. Температура воздуха определяется количеством тепловыделений, источниками которых могут быть нагретые металлы. Согласно санитарным нормам данное помещение по избыткам тепловыделений, воздействующих на изменение температуры воздуха относится к «горячим» с избытками теплоты более  $23 \text{ Дж/м}^3 \cdot \text{с}$ .

Влажность воздуха достигает 70 %.

Движение воздуха не превышает 0,2 м/с.

## **5.5 Мероприятия по обеспечению безопасных условий труда**

### **5.5.1 Мероприятия по снижению воздействия ОВПФ**

В таблицу 5.2 сведены опасные и вредные производственные факторы, и защита от них, для участка сборочного цеха.

Таблица 5.2

Название ОВПФ	Коллективные средства защиты	Средства индивидуальной защиты.
1) Повышенный уровень шума.(84 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 звукопоглотители).	Вкладыши, наушники.
2) Повышенный уровень вибраций. От 10 до 15 Гц, От 30 до 40 дБ	1) вибродемпфирование; 2) виброизоляция.	Виброперчатки.
3) 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), дополни-

		тельные (изолирующие подставки); б) ограждающие.
4) 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 напальчников; 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. Следует убедиться, что обрабатываемые детали, тиски и другие приспособления прочно и надёжно закреплены на столе и фундаментной плите.</p>	

<p>5) Острые кромки, заусенцы.</p>	<p>1) Оградительные средства защиты препятствуют появление 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. 2) Предохранительные защитные средства автоматически отключают агрегаты и машины при выходе какого-либо параметра за пределы доступных значений. 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. 4) Сигнализирующие устройства дают информацию о работе технологического оборудования, а также об опасных и вредных производственных факторах, которые при этом возникают. 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>	
<p>6) Повышенная металлическая запылённость. До 25 мг/м<sup>3</sup></p>	<p>1) применение систем вентиляции; 2) применение замкнутых технологических процессов.</p>	<p>Респираторы, куртки, брюки,</p>

		комбинезоны, сапоги, пер- чатки, рукавицы, мази, пасты, очки, щитки.
7) Психофизио- логические ОВПФ: физиче- ское перенапря- жение, монотон- ность труда, напряже- ние зрительных ана- лизаторов.	Степень утомляемости работающих на основных видах оборудования в цехах машиностроительных заводов обусловлена не только нервной и физической нагрузкой, но и психологическим воздействием окружающей обста- новки, 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 антропо- метрических данных. Наличие большого числа органов управления и приборов (шкал, кнопок, рукояток, звуко- вых и световых сигналов) вызывает повышенное утом- ление оператора. Органы управления (рычаги, педали, кнопки и др.) должны быть надёжными, легко доступ- ными и хорошо различаемыми, удобными в использова- нии. Все виды технологического оборудования должны быть удобны для осмотра, смазывания, разборки, наладки, уборки, транспортировки, установки и управле- ния ими в работе. При выполнении трудоёмких и моно- тонных работ правильная организация отдыха имеет большое значение для восстановления работоспособно- сти, т.е. должны быть предусмотрены перерывы. Для ра-	

	бочих устраивают специальные места отдыха, расположенные недалеко от мест работы, снабжённые вентиляцией, питьевой водой и т.п.
--	---

### **5.5.3 Обеспечение электробезопасности на участке**

Основными мерами защиты от поражения током являются:

1) обеспечение недоступности токоведущих частей электроустановок для случайного прикосновения. Это можно осуществить рядом способов: изоляцией токоведущих частей, размещением их на недоступной высоте, ограждением и др.;

2) электрическое разделение сети - это разделение сети на отдельные, электрически не связанные между собой участки с помощью специальных разделяющих трансформаторов;

3) двойная изоляция – это электрическая изоляция, состоящая из рабочей и дополнительной изоляции;

### **5.6 Расчёт искусственного освещения участка**

Освещение рабочего места – важнейший фактор создания нормальных условий и1090 труда. Практически в производственных помещениях возникает необходимость освещения как естественным, так и искусственным светом.

Естественное освещение по своему спектральному составу является наиболее приемлемым. Искусственное же, наоборот отличается относительной сложностью восприятия его зрительным органом человека.

При проектировании различных систем искусственного освещения применяются различные методы расчёта. Задачей расчёта является определение потребностей мощности электрической осветительной установки для созда-



ния в производственном помещении заданной освещённости. В связи с необходимостью проведения ориентировочных расчётов, применим метод удельной мощности.

Участок сборочного цеха представляет собой помещение с размерами  $10 \times 6 \text{ м}^2$  и высотой подвеса лампы  $2,5 \text{ м}$ . Температура в помещении не понижается ниже  $10^\circ \text{ С}$ , а напряжение в сети не падает ниже  $90 \%$  номинального, поэтому отдаём предпочтение газоразрядным лампам.

а) Количество светильников определим по формуле:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot R \cdot Z}{\phi \cdot \eta},$$

где  $N$  – число светильников в помещении, шт.;

$E$  – минимальная нормируемая освещённость, лк.;

$R$  – коэффициент запаса, учитывающий старение ламп, запыление и загрязнение светильников;

$Z$  – отношение средней освещённости к минимальной;

$\phi$  – световой поток одной лампы, лм.;

$\eta$  – коэффициент использования светового потока, зависящий от КПД светильника, коэффициента отражения потолка, стен, высоты подвеса светильников и размеров помещения.

б) Определение минимальной освещённости рабочего места.

В связи со средней точностью характера зрительной работы по IV разряду, по конструктивному исполнению принимаем общее освещение, при котором светильники размещаются в верхней зоне помещения равномерно. Минимальная нормируемая освещённость при данной системе  $E = 300 \text{ лк}$ .

в) Коэффициент запаса для светильников.

Участок сборочного цеха содержит небольшое количество пыли и освещается газоразрядными лампами, поэтому принимаем  $R = 1,5$ .

г) коэффициент неравномерности освещения.

Принимаем  $Z = 1,3$ .

д) выбор типа лампы.

Принимаем лампы ЛХБ80-4

- мощность 80 Вт.;

- световой поток 4250 лм.;

- средняя продолжительность горения 10000 ч.

е) Определение индекса помещения.

$$i = \frac{b \cdot l}{h \cdot (b + l)},$$

где  $l$  – длина помещения, м.;

$b$  – ширина помещения, м.;

$h$  – высота подвеса светильника над рабочей поверхностью, м.

$$i = \frac{6 \cdot 10}{2,5 \cdot (6 + 10)}.$$

ж) Выбор типа светильника с учётом состава среды.

Для рассматриваемого участка принимаем светильник ВЛВ.

З) Коэффициент использования светового потока.

Коэффициент отражения:  $\rho_n = 50\%$ ;  $\rho_{\bar{n}} = 30\%$ ;  $\rho_p = 10\%$ ;  $\eta = 33\%$

и) Определяем необходимое количество светильников по формуле 4.1.

Количество ламп в светильнике  $m = 2$

$$N = \frac{300 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{4250 \cdot 0,33 \cdot 2} \approx 12 \text{ шт.}$$

Для повышения равномерности освещения и уменьшения затенения рабочей поверхности рекомендуются светильники с люминесцентными лампами размещать в виде двух линий. Исходя из этого, выбираем следующую схему равномерного размещения светильников (см. рис. 5.2).

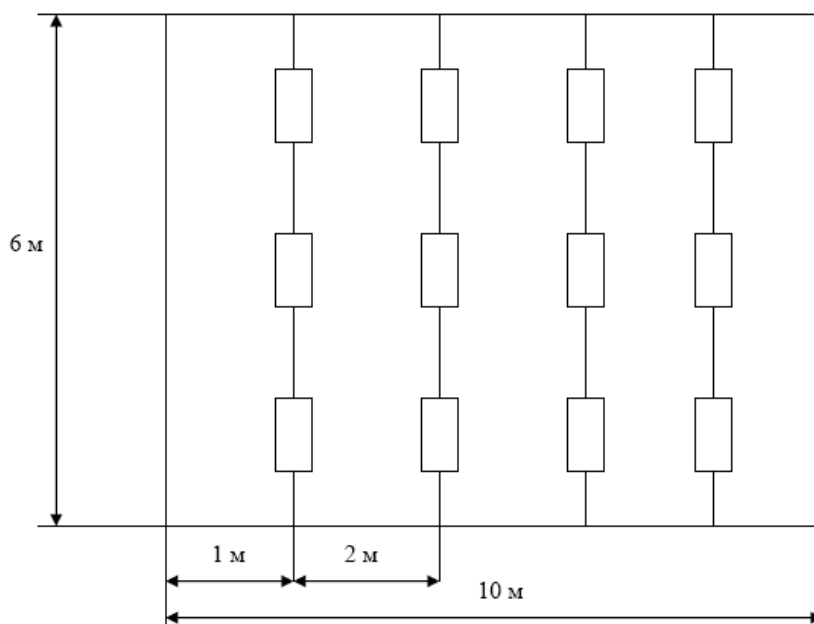


Рисунок 5.2 - Размещение светильников

Вывод: в результате проведенного расчета получаем общую систему освещения, со схемой равномерного размещения светильников в четыре ряда, с применением люминесцентных ламп, холодного белого цвета, мощностью 80 Вт и светильников, подвесных для пыльного помещения (ВЛВ).

### 5.7. Расчет защитного заземления

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

б) Определение удельного сопротивления среды заземления  $\rho$ .

Заземление производим в грунт- чернозем  $\rho = 30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$

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:

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

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

е) Определение необходимого количества параллельно соединённых заземлителей.

$$n = \frac{R_1}{R_g},$$

$$n = \frac{14,35}{4} = 3,59$$

Принимаем  $n = 4$  шт.

ж) Определение длины соединительного электрода.

$$\ell_{\dot{a}} = 1,05 \cdot m \cdot (n - 1),$$

где  $\ell_e$  – длина соединительного проводника, м;

$m$  – расстояние между заземлителями, м;

$n$  – количество заземлителей, шт.

$$\ell_{\dot{a}} = 1,05 \cdot 2 \cdot (4 - 1) = 6,3 \text{ м}$$

На рис. 5.3. показана предварительная схема заземления.

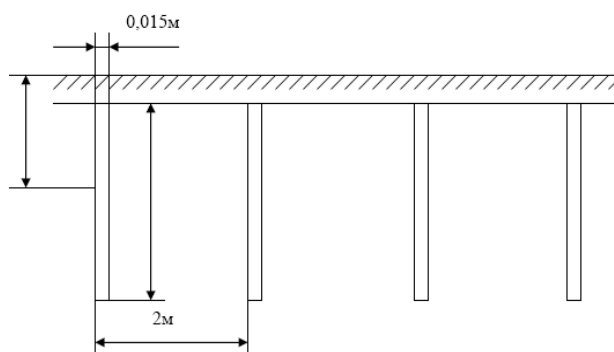


Рисунок 5.3

з) Определение сопротивления растеканию тока горизонтального электрода  $R_{\dot{A}}$ .

$$R_{\dot{A}} = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot \ell_{\dot{a}}} \cdot \ln \frac{\ell_c^2}{d \cdot t_c},$$

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

и) Определение сопротивления растеканию тока искусственных заземлителей.

$$R_n = \frac{R_1 \cdot R_{\bar{a}}}{R_1 \cdot \eta_{\bar{a}} + R_{\bar{a}} \cdot n \cdot \eta_b},$$

где  $\eta_{\bar{a}}$  – коэффициент использования горизонтального электрода с учётом вертикальных электродов;

$\eta_b$  – коэффициент использования вертикальных электродов, учитывающий их взаимное экранирование.

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

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

$$R_n \leq R_g$$

Так как  $3,22 < 4$ , значит 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.

## 5.8 Экологическая экспертиза разрабатываемого объекта

В машиностроении Твёрдые отходы содержат амортизационный лом (отходы при модернизации оборудования, оснастки, инструмента), металлическую стружку, опилки древесины, шлаки, золы.

Для защиты почв, лесных угодий, поверхностных и грунтовых вод в настоящее время используют сбор промышленных и бытовых отходов, затем его перерабатывают на отведенных территориях.

При сборе отходов необходимо производить сортировку. Во Франции, Германии, Турции производят сортировку на металлы, полимеры, древесину

и другие материалы, которые проходят переработку и направляются в производство, где допускается применение вторичного сырья.

Аналогично решаются и задачи по переработке отходов. Эффективность использования лома и отходов зависит от их качества. Загрязненные отходы приводят к большим потерям при переработке, поэтому сбор, хранение и сдача отходов регламентируется стандартами.

Основными операциями первичной переработки металлоотходов являются: сортировка, разделка и механическая обработка. Сортировка заключается в разделении лома и отходов по видам металлов.

Механическая обработка включает рубку, резку, пакетирование и брикетирование отходов на прессах.

Радикальным решением проблемы защиты от промышленных отходов является безотходные и малоотходные технологии. При безотходной технологии рационально используются все компоненты сырья и энергия в замкнутом цикле. Малоотходная технология является промежуточной стадией при создании безотходного производства. При малоотходном производстве вредное воздействие на среду не превышает уровня допустимого санитарными органами. В машиностроении разработка малоотходных технологий связана, прежде всего, с необходимостью увеличения коэффициента использования металла. Увеличение его не только дает технико-экономические выгоды, но и позволяет уменьшить отходы и вредные выбросы в окружающую среду.

## **5.9 Безопасность объекта при аварийных и чрезвычайных ситуациях**

Чрезвычайная ситуация - состояние, при котором в результате возникновения источника, возникает угроза жизни, здоровью людей, наносится ущерб имуществу населения, народному хозяйству и окружающей среде.

В настоящее время существует два основных направления минимизации вероятности возникновения и последствия чрезвычайных ситуаций на про-

мышленных объектах. Первое заключается в разработке технических и организационных мероприятий, уменьшающих вероятность реализации опасного поражающего потенциала современных технологических систем. Для этого технологические системы снабжают защитными устройствами – средствами взрыво - и пожарозащиты.

Второе направление заключается в подготовке объекта, обслуживающего персонала, служб ГО и населения к действиям в условиях чрезвычайных ситуаций, для создания которых нужны детальные разработки сценариев и возможных аварий и катастроф на конкретных объектах.

С целью осуществления контроля, за соблюдением мер безопасности оценки эффективности мероприятий, по предупреждению и ликвидации чрезвычайных ситуаций на промышленных объектах правительством РФ введена обязательная разработка декларации промышленной безопасности. Она включает в себя следующие разделы:

- общая информация об объекте;
- анализ опасности промышленного объекта;
- обеспечение готовности промышленного объекта к ликвидации ЧС;
- информирование общественности;
- приложения, включающие план объекта и информационный лист.

Декларация представляется в органы Ростехнадзора России при получении лицензии на осуществление промышленной деятельности. Участок сборки ведомого диска сцепления располагается на территории завода АВТО-ВАЗ, и все мероприятия, разработанные на данном промышленном предприятии направлены на предупреждение и ликвидацию последствий аварий и чрезвычайных ситуаций относятся к данному участку.

## **6 Техничко-экономическая оценка модернизируемого объекта**

Необходимость модернизации конструкции сцепления в выбранном проектном направлении возникает в связи с проработкой вопроса о возможности сохранения размерности 200 мм на автомобиле ВАЗ-11183:

- обеспечить надежную передачу максимального крутящего момента 150...160 Н·м от двигателя к трансмиссии;
- обеспечить эффективное гашение крутильных колебаний трансмиссии при переходе на шестиоконную схему демпфера;
- обеспечить требуемую прочность и жесткость самого ведомого диска;
- обеспечить унификацию и установку на широкую гамму перспективных двигателей;

Модернизация сцепления заключается в переходе с шестиоконной схемы ведомого диска сцепления на шестиоконную.

Величина экономического эффекта главным образом будет зависеть от общественной значимости проекта, так как технические решения не позволяют снизить производственную стоимость модернизированного сцепления, в связи с возникновением дополнительных затрат, обусловленных увеличением объёма используемых материалов.

Обоснованием общественной значимости проекта будет увеличение долговечности проектируемого сцепления при эксплуатации на автомобиле ВАЗ-11183.

При установлении целесообразности разработки новой техники за базу принимается серийное (сухое нормальное замкнутое) сцепление автомобиля ВАЗ-11183. Базовый вариант зарекомендовал себя технически надежным и долговечным, с хорошими эксплуатационными качествами.

Отличительной особенностью представленного проекта является сохранение общей компоновочной схемы базового сцепления, что в свою очередь



позволяет снизить затраты на усовершенствование, а унификация производства помогает избежать затруднений в обеспечении запасными частями эксплуатируемых автомобилей предшествующего периода выпуска.

### 6.1 Исходные данные для расчета себестоимости проектируемого сцепления

Исходные данные для расчёта себестоимости проектируемого сцепления предоставленные ОМО, ОАиПРО, ПБО, бухгалтерии МСП и ПрТО, БО-ТиЗ МСП и др. подразделениями ОАО «АВТОВАЗ», заносим в табл. 6.1

Таблица 6.1 - Расчёт себестоимости проектируемого узла

№ п/п	Наименование Наименование показателей	Обозначение	Ед. изм.	Источник
А	1	2	3	4
1	Годовая программа выпуска	Vгод.  135000	шт.	Руководитель проекта
2	Коэффициент отчислений в единый социальный налог.	Есоц.  30	%	Консультант каф. «ЭО и УП»
3	Коэффициент общезаводских расходов.	Еобзав.  125	%	ПЭО цеха
4	Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов.	Еком.  5	%	ПЭО цеха
5	Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования.	Еобор.  200	%	ПЭО цеха
6	Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов.	Ктзр.  3	%	ПЭО цеха
7	Коэффициент цеховых расходов.	Ецех  175	%	ПЭО цеха

8	Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	Еинс. 3	%	ПЭО цеха
9	Коэффициент рентабельности и плановых накоплений.	Крент. 40	%	Консультант каф. «ЭоиУП»
10	Коэффициент доплат или выплат, не связанных с работой на производстве	Квып. 10	%	ПЭО цеха
11	Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	Кпрем. 30	%	ПЭО цеха
12	Коэффициент капиталобразующих инвестиций	Кинв. 1	%	Конс.каф. «ЭоиУП»

Стоимость покупных комплектующих изделий определяется по следующей формуле:

$$P_{и} = C_{i} \cdot n_{i} \cdot \left( 1 + \frac{K_{ТЗ}}{100} \right), \quad (6.1)$$

где  $C_i$  – оптовая цена покупных комплектующих изделий  $i$ -го вида, руб.

$n_i$  – количество покупных комплектующих изделий  $i$ -го вида, шт

Оформим расчет стоимости покупных комплектующих изделий в виде таблицы:

Таблица 6.2 - Расчет затрат на покупные комплектующие изделия (проект)

№ п/п	Наименование полуфабрикатов	Количество	Средняя цена за 1 шт, руб.	Сумма, руб.
1.	Корзина ВИС	1	870	870
2.	Выжимной подшипник ВИС	1	290	290
3.	Ведомый диск	1	1040	1040
	ИТОГО:			2200

	Транспортно-заготовительные расходы		3%	66
	Всего:			2266

Основная заработная плата рабочих в производстве рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_o = Z_m \cdot \left(1 + \frac{K_{ПРЕМ}}{100}\right), \quad (6.2)$$

где  $Z_m$  – тарифная заработная плата в рублях. Она определяется по следующей формуле:

$$Z_m = C p_i \cdot T_i \quad (6.3)$$

где  $C p_i$  – часовая тарифная ставка, руб.

$T_i$  – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве

$K_{ПРЕМ}$  – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %

Таблица 6.3 - Основная заработная плата производственных рабочих

№ п/п	Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
1.	Сборочные	4	0,17	85,4	14,52
2.	Контрольные	5	0,03	93,58	2,8
	ИТОГО:				17,32
	Премииальные доплаты	30%			5,2
	Основная з/п				22,52

Дополнительная заработная плата рабочих в производстве рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{\text{доп.}} = З_0 \cdot K_{\text{вып.}} ; \quad (6.4)$$

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

В данной дипломной работе принимаем  $K_{\text{вып.}} = 10\%$

$$З_{\text{доп.}} = 22.52 \cdot 0.1 = 2.25$$

Определение величины отчислений в единый социальный налог производится по следующей формуле:

$$C_{\text{соц.н}} = (З_0 + З_{\text{доп.}}) \cdot E_{\text{соц.н}} ; \quad (6.5)$$

Где  $E_{\text{соц.н}}$  – коэффициент отчислений в единый социальный фонд, %

В данной работе принимаем  $E_{\text{соц.н}} = 30\%$

$$C_{\text{соц.н}} = (22.52 + 2.25) \cdot 0.3 = 7.43 \text{ руб}$$

Величина расходов на содержание и эксплуатацию оборудования определяется по формуле:

$$C_{\text{сод.обор}} = З_0 \cdot E_{\text{обор}} \quad (6.6)$$

Где  $E_{\text{обор}}$  – коэффициент отчислений в единый социальный фонд, %

В данной работе принимаем  $E_{\text{обор}} = 200\%$

$$C_{\text{сод.обор}} = 22.52 \cdot 2 = 45.04 \text{ руб}$$

Определяем цеховые расходы по формуле:

$$C_{\text{цех}} = З_0 \cdot E_{\text{цех}} , \quad (6.7)$$

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

Принимаем  $E_{\text{цех}} = 175\%$

$$C_{\text{цех}} = 22.52 \cdot 1.75 = 39.4 \text{ руб}$$

Расходы на инструмент и оснастку определяются по следующей формуле:

$$C_{\text{инстр}} = З_0 \cdot E_{\text{инстр}} , \quad (6.8)$$

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

Принимаем для данных расчетов  $E_{\text{ЦЕХ}} = 3\%$

$$C_{\text{ИНСТР}} = 22.52 \cdot 0.03 = 0.68 \text{ руб}$$

Цеховая себестоимость изделия равна сумме рассчитанных выше затрат:

$$C_{\text{ЦЕХ.С/С}} = \text{Пи} + \text{Зо} + \text{З}_{\text{ДОП}} + C_{\text{СОЦ.Н}} + C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ЦЕХ}} + C_{\text{ИНСТР}} \quad (6.9)$$

$$C_{\text{ЦЕХ.С/С}} = 2266 + 22.52 + 2.25 + 7.43 + 45.04 + 39.4 + 0.68 = 2383.31 \text{ руб}$$

Расчет величины общезаводских расходов выполняется по формуле:

$$C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} = \text{Зо} \cdot E_{\text{ОБ.ЗАВОД}}; \quad (6.10)$$

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

Принимаем для данного расчета  $E_{\text{ОБ.ЗАВОД}} = 125\%$

$$C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} = 22.52 \cdot 1.25 = 28.15 \text{ руб}$$

Расчет общезаводской себестоимости изделия производится по следующей формуле:

$$C_{\text{ОБ.ЗАВОД.СС}} = C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} + C_{\text{ЦЕХ.С/С}} \quad (6.11)$$

$$C_{\text{ОБ.ЗАВОД.СС}} = 28.15 + 2383.31 = 2411.45 \text{ руб}$$

Величина коммерческих расходов определяется следующим образом:

$$C_{\text{КОМ}} = C_{\text{ОБ.ЗАВОД.СС}} \cdot E_{\text{КОМ}}; \quad (6.12)$$

Где  $E_{\text{КОМ}}$  – коэффициент коммерческих расходов, %

Для данной работы принимаем  $E_{\text{КОМ}} = 5\%$

$$C_{\text{КОМ}} = 2411.45 \cdot 0.05 = 120.57 \text{ руб}$$

Полной себестоимостью изделия определяется по формуле:

$$C_{\text{ПОЛ}} = C_{\text{ОБ.ЗАВОД.СС}} + C_{\text{КОМ}} \quad (6.13)$$

$$C_{\text{ПОЛ}} = 2411.45 + 120.57 = 2532.03 \text{ руб}$$

Расчет отпускной цены будет производиться как для базового, так и для модернизированного изделия:

$$Ц_{\text{ОТП.П}} = C_{\text{ПОЛ}} \cdot (1 + K_{\text{РЕНТ}}) \quad (6.14)$$

Где  $K_{\text{РЕНТ}}$  – коэффициент рентабельности и плановых накоплений, %

В данной работе принимаем  $K_{\text{РЕНТ}} = 40\%$

$$Ц_{\text{ОТП.Б}} = 2462.73 \cdot (1 + 0.4) = 3447.82 \text{ руб}$$

$$Ц_{\text{ОТП.П}} = Ц_{\text{ОТП.Б}}$$

Полученные значения затрат на производство модернизируемого сцепления заносим в таблицу 6.4.

Таблица 6.4 - Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия

№ п/п	Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
А	1	2	3	4
1	Стоимость комплектующих изделий	$P_u$	2200	2266
2	Основная заработная плата производственных рабочих	$Z_o.$	22.52	22.52
3	Дополнительная заработная плата производственных рабочих	$Z_{доп.}$	2.25	2.25
4	Отчисления на социальные нужды	$C_{соц.н}$	7.43	7.43
5	Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	$C_{сод.о}$ бор	45.04	45.04
6	Цеховые расходы	$C_{цех}$	39.4	39.4

7	Расходы на инструмент и оснастку	Синстр	0.68	0.68
8	Цеховая себестоимость	Сцех с/с	2317.31	2383.31
9	Общезаводские расходы	Соб.зав	28.15	28.15
10	Общезаводская себестоимость	Собз. с/с	2345.45	2411.45
11	Коммерческие расходы	Ском	117.27	120.57
12	Полная себестоимость	Спол	2462.73	2532.03
13	Отпускная цена	Цотп	3447.82	3447.82

## 6.2 Расчет точки безубыточности проекта

Точкой безубыточности называют объем реализации изделия, при котором расходы на его производство будут компенсированы расходами. Значение этого объема позволяет определить экономическую целесообразность модернизации. Точку безубыточности проекта можно определить графически или аналитически.

Рассчитать точку безубыточности можно по следующей формуле:

$$V_{\text{кр}} = \frac{Z_{\text{ПОСТ.УД}} \cdot V_{\text{МАХ}}}{Ц_{\text{ОТП}} - Z_{\text{ПЕР.УД}}}, \quad (6.15)$$

Где  $V_{\text{МАХ}}$  – максимальный объем выпуска данной продукции, шт

$Ц_{\text{ОТП}}$  – отпускная цена изделия, руб

$Z_{\text{ПЕР.УД}}$  – удельные постоянные издержки на производство, руб

$Z_{\text{ПОСТ.УД}}$  – удельные переменные издержки на производство, руб

В свою очередь указанные выше показатели определяются следующим образом:

Величина переменных затрат на единицу изделия вычисляется по следующей формуле:

Базовое сцепление

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.уд.б.}} = \Pi u + Z_o + Z_{\text{ДОП.}} + C_{\text{СОЦ.Н}} = 2200 + 22.52 + 2.25 + 7.43 = 2232.2 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.уд.п.}} = \Pi u + Z_o + Z_{\text{ДОП.}} + C_{\text{СОЦ.Н}} = 2266 + 22.52 + 2.25 + 7.43 = 2298.2 \text{ руб}$$

Переменные издержки на производство определяются следующим образом:

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.н.}} = Z_{\text{ПЕРЕМ.уд.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (6.16)$$

Базовое сцепление

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.н.б.}} = 2232.2 \cdot 135000 = 301346713.8 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.н.п.}} = 2298.2 \cdot 135000 = 310256713.8 \text{ руб}$$

Величина амортизационных отчислений рассчитывается по формуле:

$$A_{\text{М.уд.}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot H_A / 100, \quad (6.17)$$

Где  $H_A$  - доля амортизационных отчислений, 15%

$$A_{\text{М.уд.}} = (45.04 + 0.68) \cdot 15 / 100 = 6.86 \text{ руб}$$

Постоянные издержки на производство:

$$Z_{\text{ПОСТ.уд.б.н.}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot (100 - H_A) / 100 + C_{\text{ЦЕХ}} + C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} + C_{\text{КОМ}} + A_{\text{М.уд.}} \quad (6.18)$$

Базовое сцепление

$$Z_{\text{ПОСТ.уд.б.}} = (45.04 + 0.68) \cdot (100 - 15) / 100 + 39.4 + 28.15 + 117.27 + 6.86 = 230.53 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Z_{\text{ПОСТ.уд.п.}} = (45.04 + 0.68) \cdot (100 - 15) / 100 + 39.4 + 28.15 + 120.57 + 6.86 = 233.83 \text{ руб}$$

Постоянные издержки для годовой программы рассчитываются по формуле:

$$Z_{\text{ПОСТ.}} = Z_{\text{ПОСТ.уд.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (6.19)$$

Базовое сцепление

$$Z_{\text{ПОСТ.б.}} = 230.53 \cdot 135000 = 31121299.98 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление



$$Z_{\text{ПОСТ.П.}} = 173.54 \cdot 135000 = 31566799.98 \text{ руб}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия производится по формуле:

$$C_{\text{ПОЛ.Г.}} = C_{\text{ПОЛ.Н.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (6.20)$$

Базовое сцепление

$$C_{\text{ПОЛ.Гб}} = 2462.73 \cdot 135000 = 332468013.78 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$C_{\text{ПОЛ.ГП}} = 2532.03 \cdot 135000 = 341823513.78 \text{ руб}$$

Расчет величины выручки от реализации изделия производится по формуле:

$$\text{Выручка.н.} = Ц_{\text{ОТП.н.}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (6.21)$$

$$\text{Выручка.н.} = 3447.82 \cdot 135000 = 465455219.29 \text{ руб}$$

Маржинальный доход рассчитывается по следующей формуле:

$$D_{\text{МАРЖ}} = \text{Выручка} - Z_{\text{ПЕРЕМ.Н}} \quad (6.22)$$

Базовое сцепление

$$D_{\text{МАРЖб}} = 465455219.29 - 301346713.8 = 164108505.49 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$D_{\text{МАРЖП}} = 465455219.29 - 310256713.8 = 155198505.49 \text{ руб}$$

Формула расчет критического объема продаж имеет следующий вид:

(данный расчет производится только для проектного изделия)

$$A_{\text{КРИТ}} = \frac{Z_{\text{ПОСТ.Н.}}}{Ц_{\text{ОТП}} - Z_{\text{ПЕРЕМ.Н}}} = \frac{31566799.98}{3447.82 - 2298.2} = 27458.5 \text{ шт} \quad (6.23)$$

Значение объема продаж округлим до 27459 штук. Продажа такого количества модернизированных механизмов обеспечит покрытие всех расходов на изготовление при годовой программе 135000 единиц.

Подтвердим полученное значение точки безубыточности графическим методом:

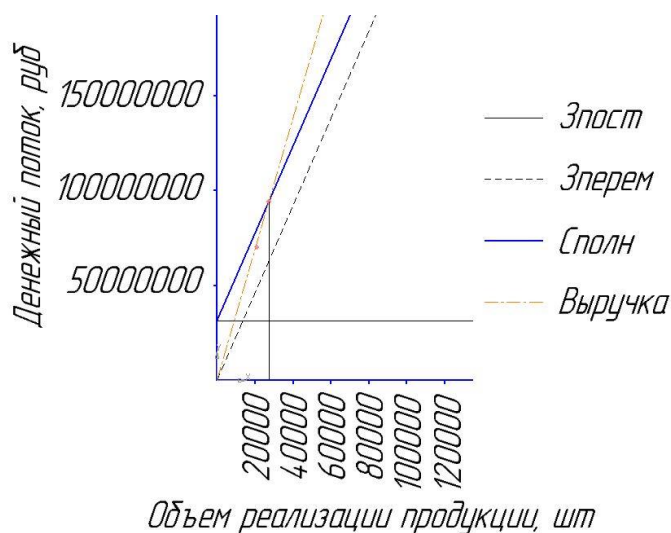


Рисунок 6.1 - Графический метод нахождения точки безубыточности

### 6.3 Расчет коммерческой эффективности проекта

Коммерческой эффективностью называют соотношение затрат и доходов, обеспечивающих необходимую норму доходности проекта. Для определения коммерческой эффективности рассчитаем чистый доход, чистый дисконтированный доход, внутреннюю норму доходности, индексы доходности затрат и инвестиций, а также срок окупаемости проекта.

Наращивание объемов производства модернизированного сцепления будет производиться каждый год на определенную величину. Определим эту величину по следующей формуле:

$$\Delta = \frac{V_{MAX} - A_{КРИТ}}{n - 1}, \tag{6.24}$$

Где:  $V_{MAX}$  - максимальный объем продукции, шт

$A_{КРИТ}$  - критический объем продаж проектируемого изделия, шт

$n$  - количество лет, с учетом подготовки производства

$$\Delta = \frac{135000 - 27459}{6 - 1} = 21508.2шт$$

Объем продаж и выручка по годам вычисляются только для модернизированного сцепления. В дальнейших расчетах полученные значения этих величин будут использоваться как для проектного, так и для базового вариантов.

Рассчитываем выручку от продаж, по каждому году.

$$B_i = C_{\text{ОТП}} \cdot V_{\text{ПРОД}i}; \quad (6.25)$$

Где  $V_{\text{ПРОД}i}$  - объем продаж в  $i$ -году.

Объем продаж в первый год производства рассчитывается по формуле:

$$V_{\text{ПРОД}i} = V_{\text{КР}} + \Delta \quad (6.26)$$

Для определения объема продаж в последующих годах в формуле необходимо заменить  $V_{\text{КР}}$  на объем продаж предыдущего года.

Таким образом объем продаж для первого и последующих годов будет равен:

$$V_{\text{ПРОД}1} = 48967.2$$

$$V_{\text{ПРОД}2} = 70475.4$$

$$V_{\text{ПРОД}3} = 91983.6$$

$$V_{\text{ПРОД}4} = 113491.8$$

$$V_{\text{ПРОД}5} = 135000$$

И соответственно величина выручки:

$$B_1 = 168829917.14 \text{ руб}$$

$$B_2 = 242986242.68 \text{ руб}$$

$$B_3 = 317142568.22 \text{ руб}$$

$$B_4 = 391298893.75 \text{ руб}$$

$$B_5 = 465455219.29 \text{ руб}$$

Определяем переменные затраты по годам для базовой и проектной конструкции по формуле:

$$Z_{\text{ПЕРЕМ} .i} = Z_{\text{ПЕРЕМ} .\text{уд}} \cdot V_{\text{ПРОД} .i} \quad (6.27)$$

Базовое сцепление

$$Z_{\text{ПЕРЕМ} .\text{Б}1} = 109304480.03 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ} .\text{Б}2} = 157315038.47 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ} .\text{Б}3} = 205325596.91 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ} .\text{Б}4} = 253336155.36 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ} .\text{Б}5} = 301346713.8 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.П1}} = 112536315.23 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.П2}} = 161966414.87 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.П3}} = 211396514.51 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.П4}} = 260826614.16 \text{ руб}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.П5}} = 310256713.8 \text{ руб}$$

Определяем постоянные затраты по годам для базовой и для проектной конструкции сцепления по формуле:

$$Z_{\text{ПОСТ}} = Z_{\text{ПОСТ.УД}} \cdot V_{\text{МАХ}} \quad (6.28)$$

Базовое сцепление

$$Z_{\text{ПОСТ.б.}} = 31121299.98 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Z_{\text{ПОСТ.п.}} = 31566799.98 \text{ руб}$$

Амортизация (определяется только для проектного варианта)

$$A_M = A_{\text{М.УД}} \cdot V_{\text{МАХ}} \quad (6.29)$$

$$A_M = 925576.47 \text{ руб}$$

Полная себестоимость по годам (определяется для базового и проектного варианта)

$$C_{\text{ПОЛ.}i} = Z_{\text{ПЕРЕМ.}i} + Z_{\text{ПОСТ}}$$

Базовое сцепление

$$C_{\text{ПОЛ.1}} = 140425780.01 \text{ руб}$$

$$C_{\text{ПОЛ.2}} = 188436338.45 \text{ руб}$$

$$C_{\text{ПОЛ.3}} = 236446896.89 \text{ руб}$$

$$C_{\text{ПОЛ.4}} = 284457455.34 \text{ руб}$$

$$C_{\text{ПОЛ.5}} = 332468013.78 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$C_{ПОЛ.1} = 144103115.21 \text{ руб}$$

$$C_{ПОЛ.2} = 193533214.85 \text{ руб}$$

$$C_{ПОЛ.3} = 242963314.49 \text{ руб}$$

$$C_{ПОЛ.4} = 292393414.14 \text{ руб}$$

$$C_{ПОЛ.5} = 341823513.78 \text{ руб}$$

Налогооблагаемая прибыль по годам определяется и для базового и для проектного вариантов отдельно:

$$Pr_{ОБЛ.i} = B_i - C_{ПОЛ.i} \quad (6.30)$$

Базовое сцепление

$$Pr_{ОБЛ.1} = 28404137.13 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.2} = 54549904.23 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.3} = 80695671.32 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.4} = 106841438.42 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.5} = 132987205.51 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Pr_{ОБЛ.1} = 24726801.93 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.2} = 49453027.83 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.3} = 74179253.72 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.4} = 98905479.62 \text{ руб}$$

$$Pr_{ОБЛ.5} = 123631705.51 \text{ руб}$$

Налог на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам определяется и для базового и для проектного вариантов отдельно:

$$H_{ПР.i} = Pr_{ОБЛ.i} \cdot 0.20 \quad (6.31)$$

Базовое сцепление

$$H_{ПР.1} = 5680827.43 \text{ руб}$$

$$H_{ПР.2} = 10909980.85 \text{ руб}$$

$$H_{ПР.3} = 16139134.26 \text{ руб}$$

$$H_{ПР.4} = 21368287.68 \text{ руб}$$

$$H_{ПР.5} = 26597441.1 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$H_{\text{пр.1}} = 4945360.39 \text{ руб}$$

$$H_{\text{пр.2}} = 9890605.57 \text{ руб}$$

$$H_{\text{пр.3}} = 14835850.74 \text{ руб}$$

$$H_{\text{пр.4}} = 19781095.92 \text{ руб}$$

$$H_{\text{пр.5}} = 24726341.1 \text{ руб}$$

Прибыль чистая по годам определяется и для базового и для проектного вариантов отдельно:

$$Pr_{\text{ч.}i} = Pr_{\text{обл.}i} - H_{\text{пр.}i} \quad (6.32)$$

Базовое сцепление

$$Pr_{\text{ч.1}} = 22723309.71 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.2}} = 43639923.38 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.3}} = 64556537.06 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.4}} = 85473150.73 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.5}} = 106389764.41 \text{ руб}$$

Проектируемое сцепление

$$Pr_{\text{ч.1}} = 19781441.55 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.2}} = 39562422.26 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.3}} = 59343402.98 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.4}} = 79124383.69 \text{ руб}$$

$$Pr_{\text{ч.5}} = 98905364.41 \text{ руб}$$

#### **6.4 Расчет экономии от повышения надежности и долговечности проектируемого узла**

При проектировании новой техники или новых технологических процессов, повышающих долговечность изделия, ожидаемая прибыль от снижения затрат в эксплуатации определяется по формуле:

$$Pr_{\text{ож.д.}} = \left( C_{\text{опп}} \cdot \frac{D_2}{D_1} - C_{\text{опп}} \right) \cdot V_{\Gamma} \quad (6.33)$$

где  $D_1$  и  $D_2$  - долговечность (срок службы) изделия соответственно по базовому и проектируемому варианту.

На основании результатов теплового расчёта базового и проектного вариантов сцепления, приведённого во второй главе можно оценить увеличение долговечности проектируемого варианта сцепления, через величину работы буксования за одно включение сцепления, которая для проектируемого сцепления стала меньше.

$$Pr_{OЖ.Д1} = 7345080 \text{ руб}$$

$$Pr_{OЖ.Д2} = 10571310 \text{ руб}$$

$$Pr_{OЖ.Д3} = 13797540 \text{ руб}$$

$$Pr_{OЖ.Д4} = 17023770 \text{ руб}$$

$$Pr_{OЖ.Д5} = 20250000 \text{ руб}$$

Ожидаемая прибыль от повышения надежности узла определяется по формуле:

$$Pr_{OЖ.Н} = (N_{Рем.Баз} \cdot Z_{Рем.Баз} - N_{Рем.Пр} \cdot Z_{Рем.Пр}) + (T_{Прост.Баз} - T_{Прост.Пр}) \cdot Ц_{ОП}, \quad (6.34)$$

Где -  $N_{рем.баз}$  и  $N_{рем.пр}$ - число отказов сцеплений в год по базовому и проектируемому вариантам;

$Z_{рем.баз}$  и  $Z_{рем.пр}$ - затраты на ремонт по базовой и проектируемой конструкции;

$T_{прост.баз}$  и  $T_{прост.пр}$ - количество часов простоя в ремонте в год при базовой и проектируемой конструкции.

$$Pr_{OЖ.Н} = (70 \cdot 750 - 10 \cdot 750) + (140 - 20) \cdot 750 = 135000 \text{ руб}$$

Общественнозначимая экономия определяется суммированием полученных эффектов.

$$\mathcal{E}_{OЖ.и} = Pr_{OЖ.Л.и} + Pr_{OЖ.Н.и} \quad (6.35)$$

$$\mathcal{E}_{\text{ОБЩ.1}} = 7480080 \text{ руб}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ОБЩ.2}} = 10706310 \text{ руб}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ОБЩ.3}} = 13932540 \text{ руб}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ОБЩ.4}} = 17158770 \text{ руб}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ОБЩ.5}} = 20385000 \text{ руб}$$

Тогда текущий чистый доход (накопленное сальдо) составит:

$$\mathcal{ЧД}_i = \text{Пр.ч.и.н.} - \text{Пр.ч.и.б.} + A_M + \mathcal{Э}_{\text{общ.}} \quad (6.36)$$

$$\mathcal{ЧД}_1 = 5463788.31$$

$$\mathcal{ЧД}_2 = 7554385.35$$

$$\mathcal{ЧД}_3 = 9644982.39$$

$$\mathcal{ЧД}_4 = 11735579.43$$

$$\mathcal{ЧД}_5 = 13826176.47$$

Дисконтирование денежного потока производится умножением коэффициента дисконтирования  $\alpha_i$  на значение денежного потока:

$$E_{\text{СТ}} = 10\%$$

$$\alpha_i = 1 \setminus (1 + E)^t, \quad (6.37)$$

$$\alpha_1 = 0,909$$

$$\alpha_2 = 0,826$$

$$\alpha_3 = 0,753$$

$$\alpha_4 = 0,683$$

$$\alpha_5 = 0,621$$

$$\mathcal{ЧДД}(i) = \mathcal{ЧД}(i) \cdot \alpha_i \quad (6.38)$$

$$\mathcal{ЧДД}(1) = 4966583.57 \text{ руб}$$

$$\mathcal{ЧДД}(2) = 6239922.3 \text{ руб}$$

$$\mathcal{ЧДД}(3) = 7262671.74 \text{ руб}$$

$$\mathcal{ЧДД}(4) = 8015400.75 \text{ руб}$$

$$\mathcal{ЧДД}(5) = 8586055.59 \text{ руб}$$

Далее рассчитываем суммарный ЧДД:



$$\sum ЧДД(i) = 35070633.95 \text{ руб}$$

Потребность в капиталобразующих инвестициях вычисляется по следующей формуле:

$$J_o = K_{инв} \cdot \sum C_{пол.i} ; \quad (6.39)$$

Где  $K_{инв}$  - коэффициент капиталобразующих инвестиций. Для данной работы принимаем  $K_{инв} = 1\%$  .

$$J_o = 0.01 \cdot \sum C_{пол.i} = 12148165.72 \text{ руб}$$

Чистый дисконтированный доход рассчитываем по следующей формуле:

$$ЧДД = \sum_{i=0}^T ЧДД(i) - J_o \quad (6.40)$$

$$ЧДД = 22922468.23 \text{ руб}$$

Рассчитываем индекс доходности инвестиций

$$JD = \frac{ЧДД}{J_o} ; \quad (6.41)$$

$$JD = 1.89$$

Срок окупаемости проекта

$$T_{окуп.} = \frac{J_o}{ЧДД} \quad (6.42)$$

$$T_{окуп.} = 0,53 \text{ года}$$

## 6.5 Вывод

На основании проведенных расчетов можно утверждать об эффективности данного проекта модернизации сцепления. Значение индекса доходности равно 1.89, т.е. превышает единицу, а срок окупаемости достаточно небольшой в рамках жизненного цикла автомобиля и составляет 0.53 года.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Цель данной дипломной работы – повышение надежности и долговечности ведомого диска сцепления за счёт совершенствования конструкции, обеспечение его перспективности за счет унификации и возможности установки на широкую гамму перспективных двигателей достигнута, но требует проведения ресурсных испытаний и доводки конструкции.

Решение поставленных задач конструктивно выражается в переходе на шестиоконную схему демпфера (тип S по классификации ф. «VALEO» Франция).

В результате расчёта новой конструкции мы получаем следующие преимущества:

- обеспечивается надежная передача максимального крутящего момента 150 ... 160 Н·м от двигателя к трансмиссии при сохранении размерности 200 мм, возможность получения трех характеристик демпфера без изменения конструкции, при необходимости установка демпфера холостого хода, а также требуемая прочность и жесткость самого ведомого диска, что способствует увеличению надежности и долговечности и обеспечивает возможность установки на широкую гамму двигателей;

- обеспечивается технологичность сборки и производства деталей с минимальными дополнительными капитальными затратами;

- в результате внедрения новой конструкции данное сцепление со стороны технико-экономических показателей по цене выше базового варианта. Однако довольно быстро окупается (в течение одного года) и начинает приносить доход на втором году выпуска. Из рассмотренных коэффициентов наиболее приемлемыми для принятия решений инвестиционного характера является абсолютный показатель чистого дисконтного дохода (ЧДД). Чистый приведенный эффект - положительный, следовательно проект является эффективным (при данной норме дисконта) и рассматривается вопрос о его принятии к производству.

Индекс доходности тесно связан с ЧДД. Так как ЧДД- положителен, то  $ID \geq 1$ , следовательно проект эффективен.

Изменилась и технология производства и сборки проектируемого сцепления. Если рассматривать технологию производства, то изменения претерпели: операция по пробивке окон во фланце ведомого диска; операция по производству пластин пружинных фрикционных накладок; производство фрикционных накладок.

Технология сборки шестихоконного ведомого диска существенно отличается от базового варианта. В отличие от четырехоконного ведомого диска в нашем случае вместо четырех наружных и четырех внутренних пружин демпфера устанавливаются шесть наружных пружин. Изменилась клепка пружинных пластин фрикционных накладок к пластине демпфера передней по количеству заклепок: вместо шестнадцать заклепок и восьми пластин в базовом варианте стало четыре заклепки и девять пластин. Изменился также принцип приклепывания фрикционных накладок к пластинам: вместо шестнадцати отверстий в базовом варианте они приклепываются по восемнадцати отверстиям.

Таким образом, прослеживается усложнение технологического процесса и как следствие увеличение трудоемкости изделия.

Однако в процессе работы выявлен ряд проблем, требующих дальнейшей их проработки и решения отдельных вопросов с зарубежными фирмами – ведущими производителями ведомых дисков сцепления, в частности:

- адаптация ведомых дисков к конкретным семействам автомобилей ВАЗ;
- постановка высококачественной проволоки для пружин демпфера;
- подбор материала с постоянными показателями для фрикционных пар трения диссипационного элемента демпфера;
- дорогостоящая подготовка производства.

На наш взгляд все эти проблемы могут успешно решены при создании специализированного производства сцепления, например на совместном предприятии.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сцепления транспортных и тяговых машин [Текст] / Барский И. Б., Борисов С. Г., Галягин В. А. и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 344 с: ил
2. Устройство и ремонт [Текст] / В.А. Вершигора, А.П. Игнатов, К.В. Новокшенов, К.Б. Пятков. — М.: Изд-во ДОСААФ СССР, 1989. - 335 с.: ил
3. Волжское объединение по производству легковых автомобилей [Текст] / Руководство по ремонту автомобилей ВАЗ. Тольятти, 1984.
4. Справочник [Текст] / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
5. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" [Текст] / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. — Машиностроение, 1984. — 376 с., ил.
6. Сцепления [Текст] / Малаховский ЯЗ., Лапин А.А. — М.: Машиздат, 1960.
7. Тяговой расчет автомобиля [Текст] / Л.А. Черепанов — КуАИ, 1977 — 39 с.
8. Трансмиссии автомобилей [Текст] / Цитович И.С, Каноник И.В., Вавуло В.А. — Мн.:Наука и техника. 1979. – 256 с.

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

## Графики тягового расчета

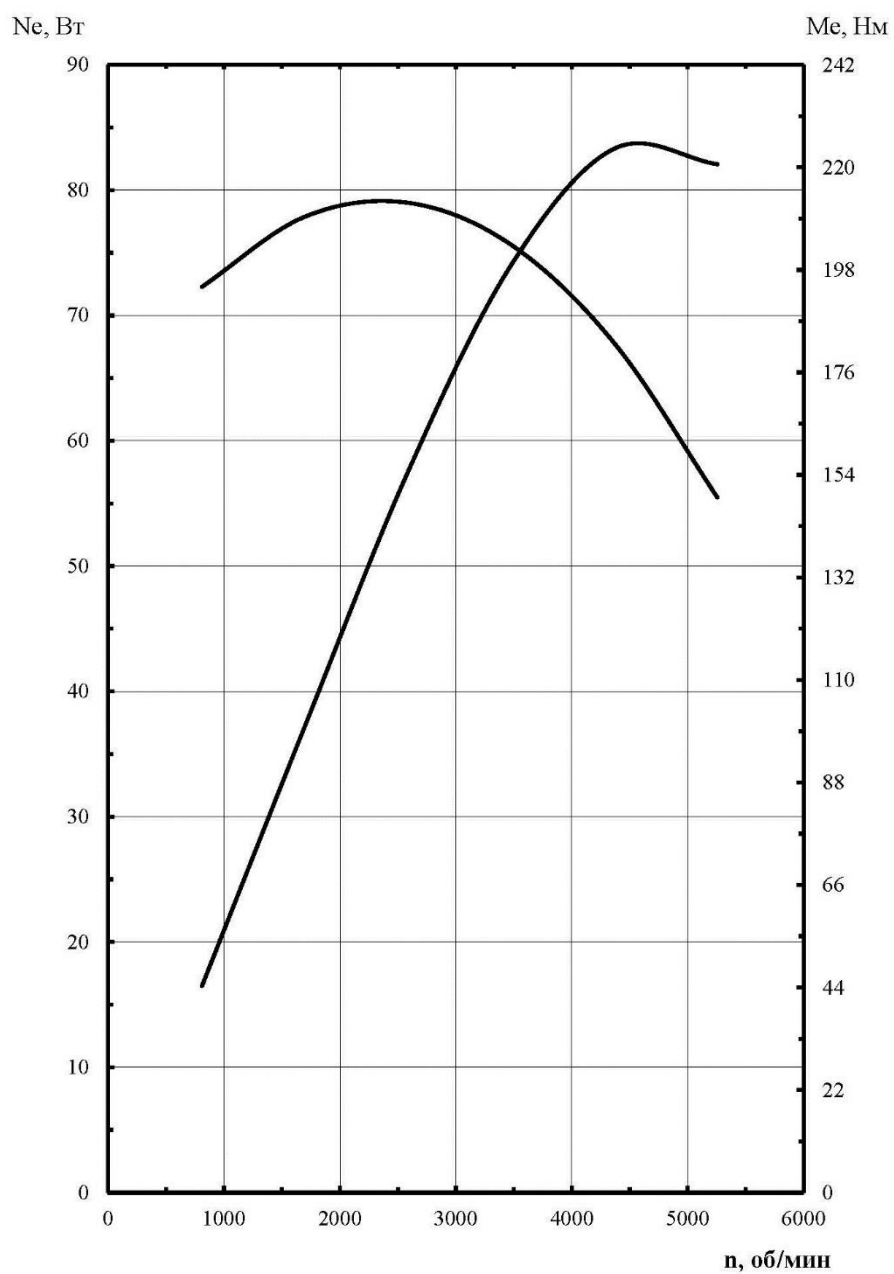


Рисунок А.1 - Внешнескоростная характеристика

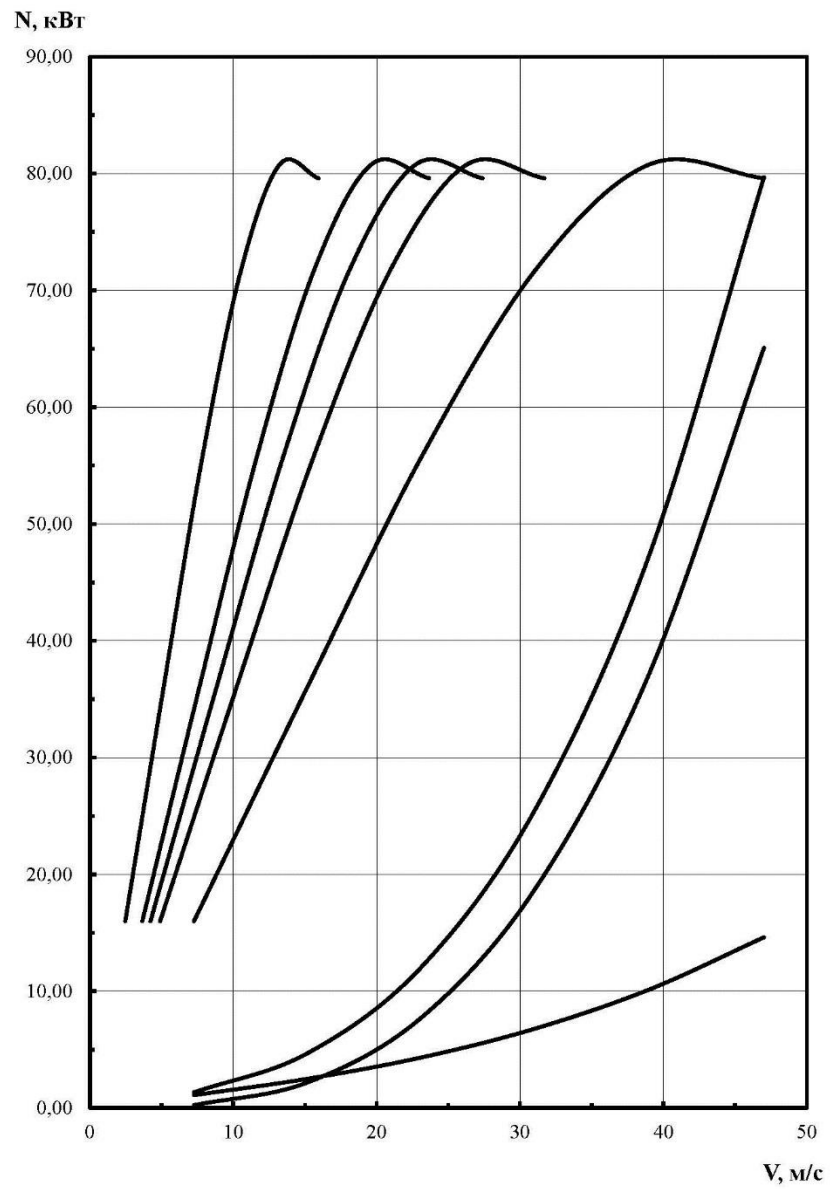


Рисунок А.2 – Мощностной баланс на различных передачах

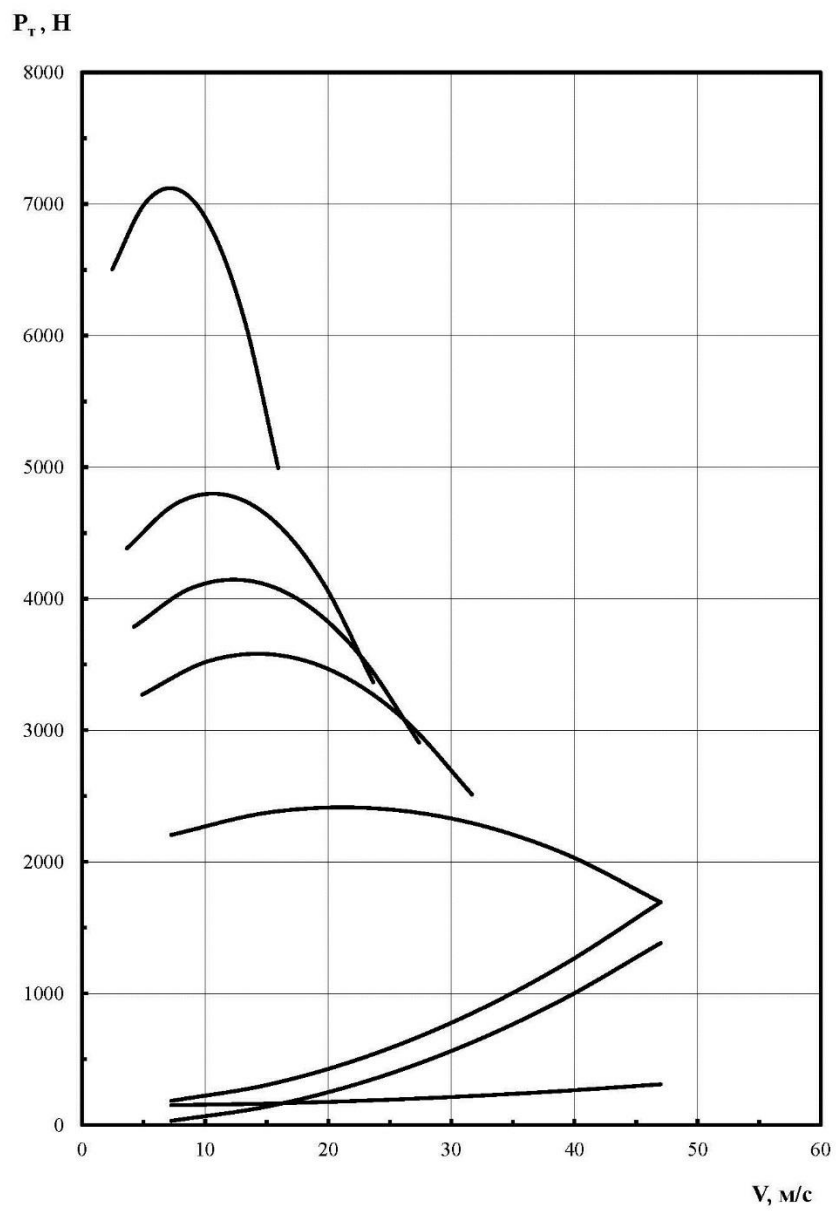


Рисунок А.3 – Тяговый баланс



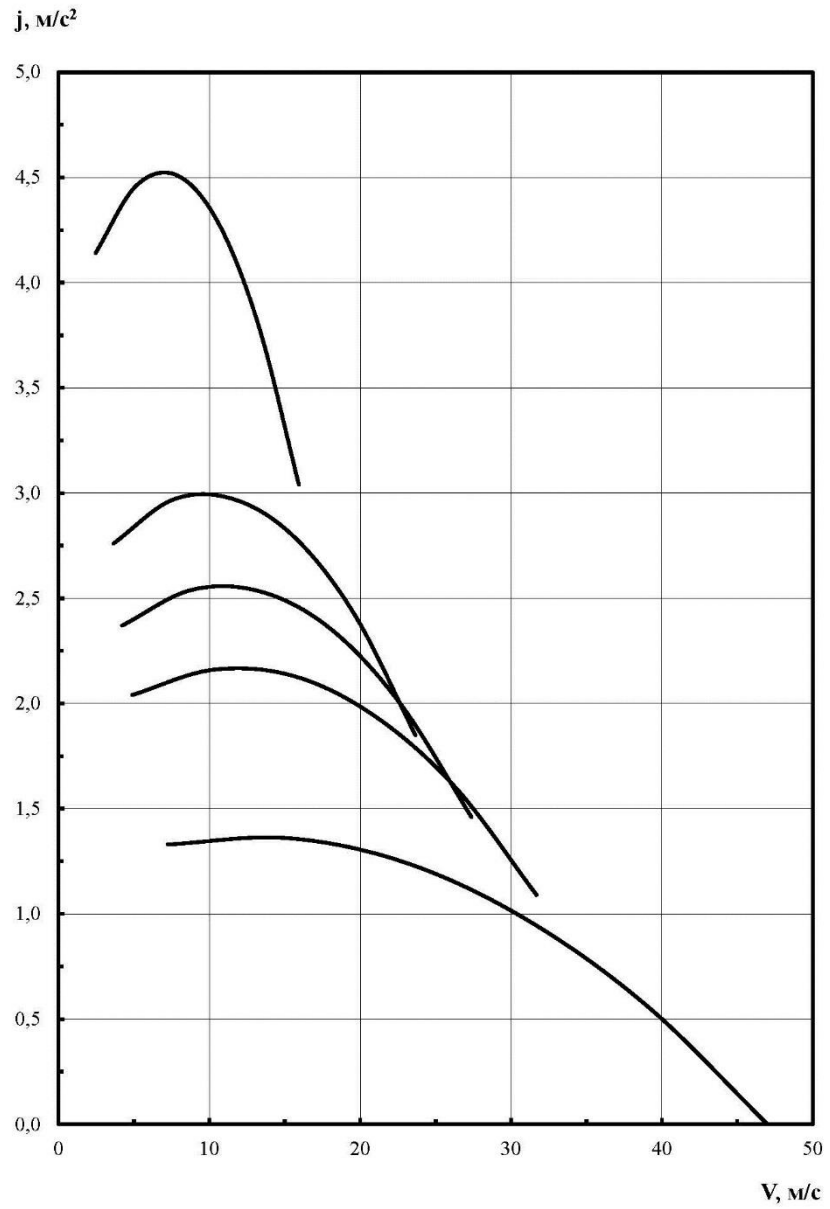


Рисунок А.4 – Ускорение автомобиля

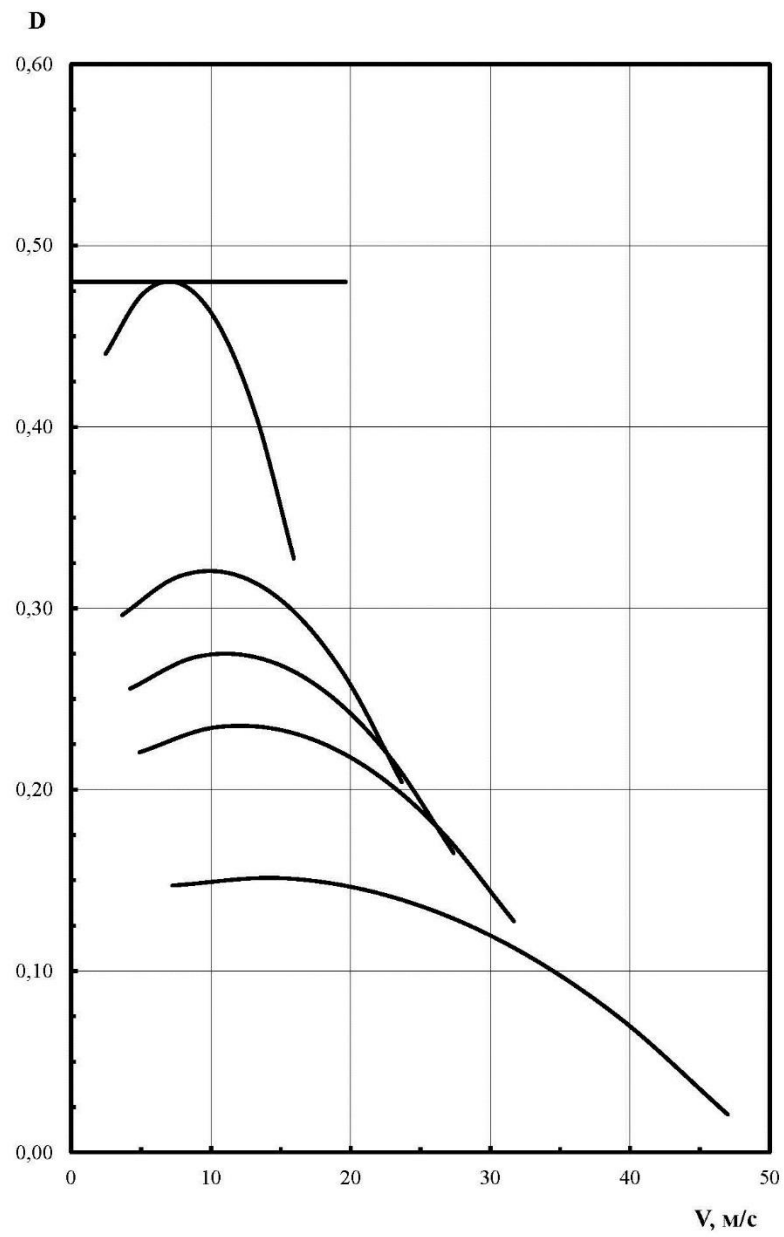


Рисунок А.5 – Динамическая характеристика

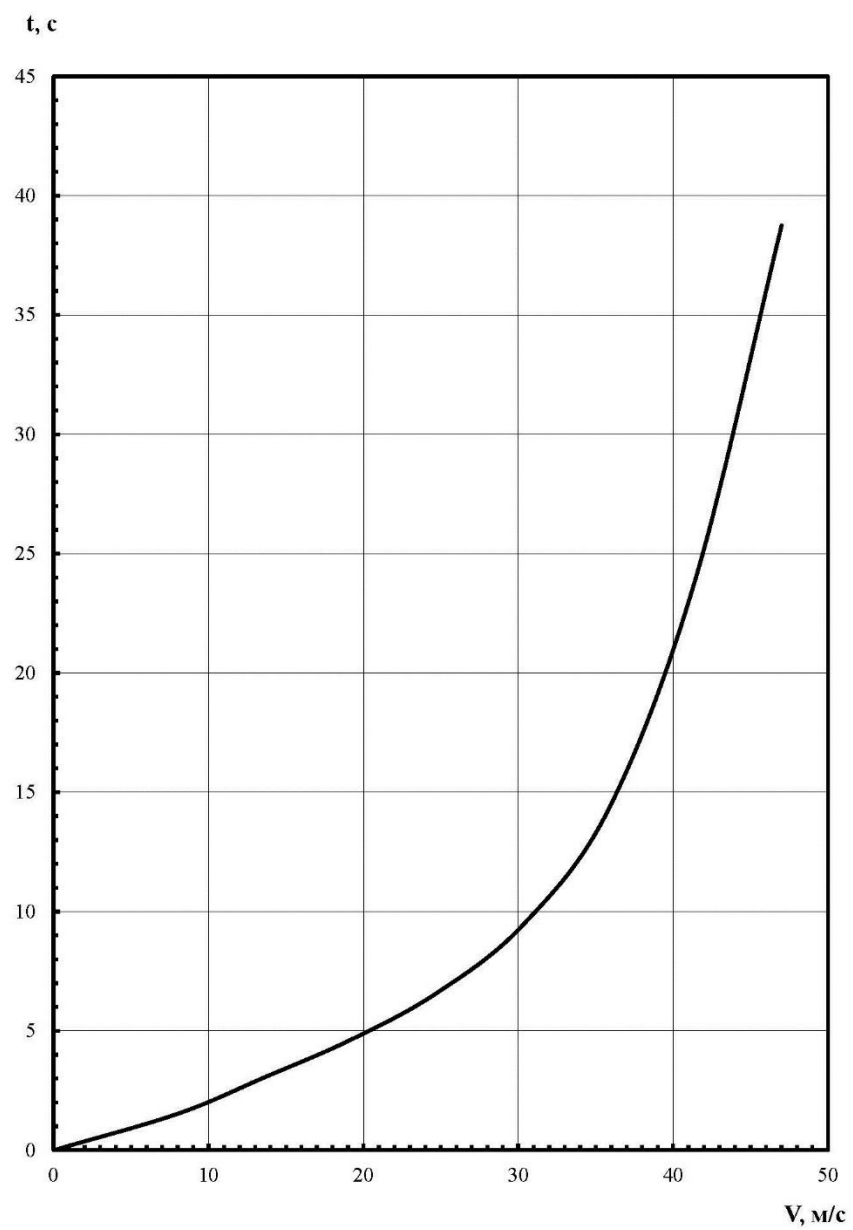


Рисунок А. 6— Время разгона до максимальной скорости

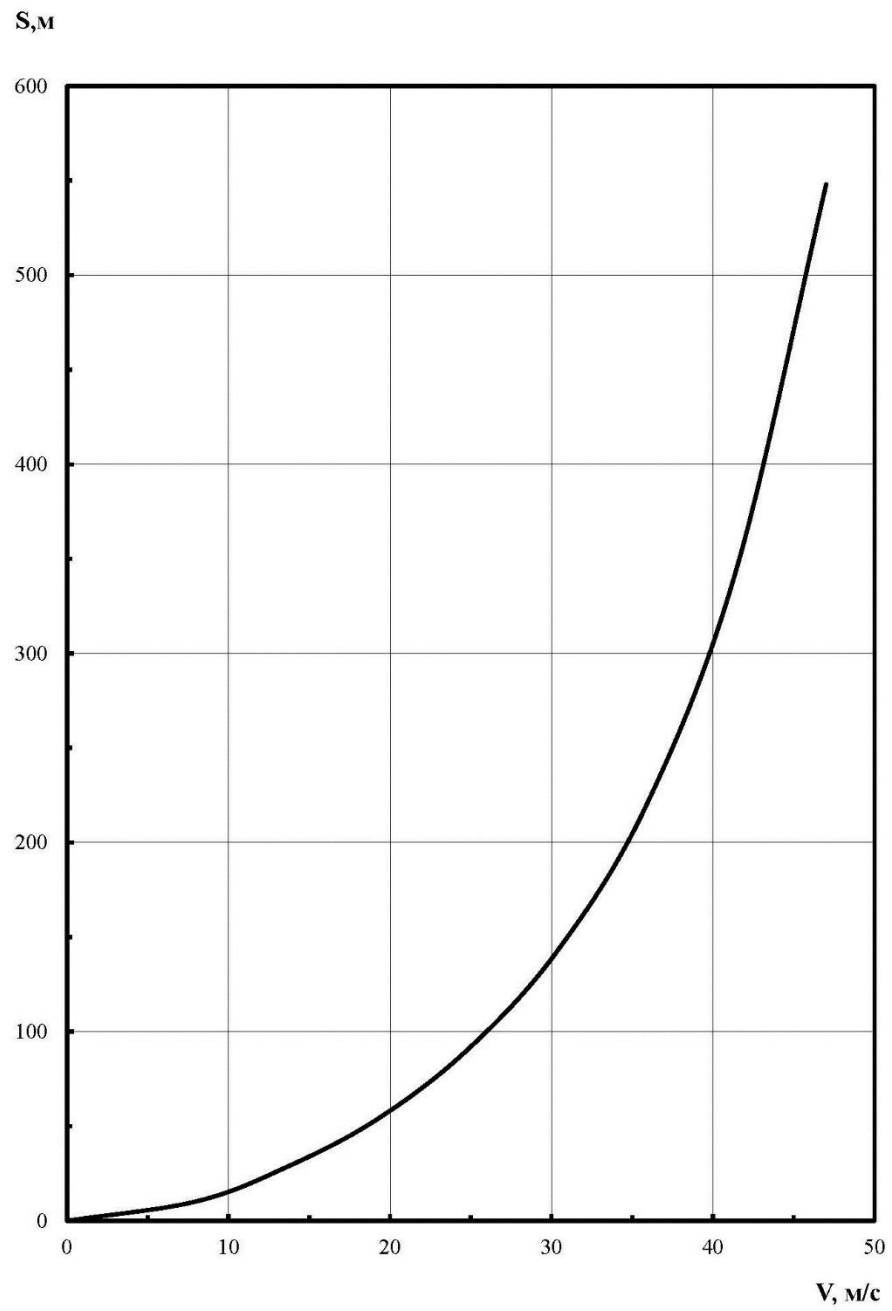


Рисунок А. 7– Путь разгона до максимальной скорости

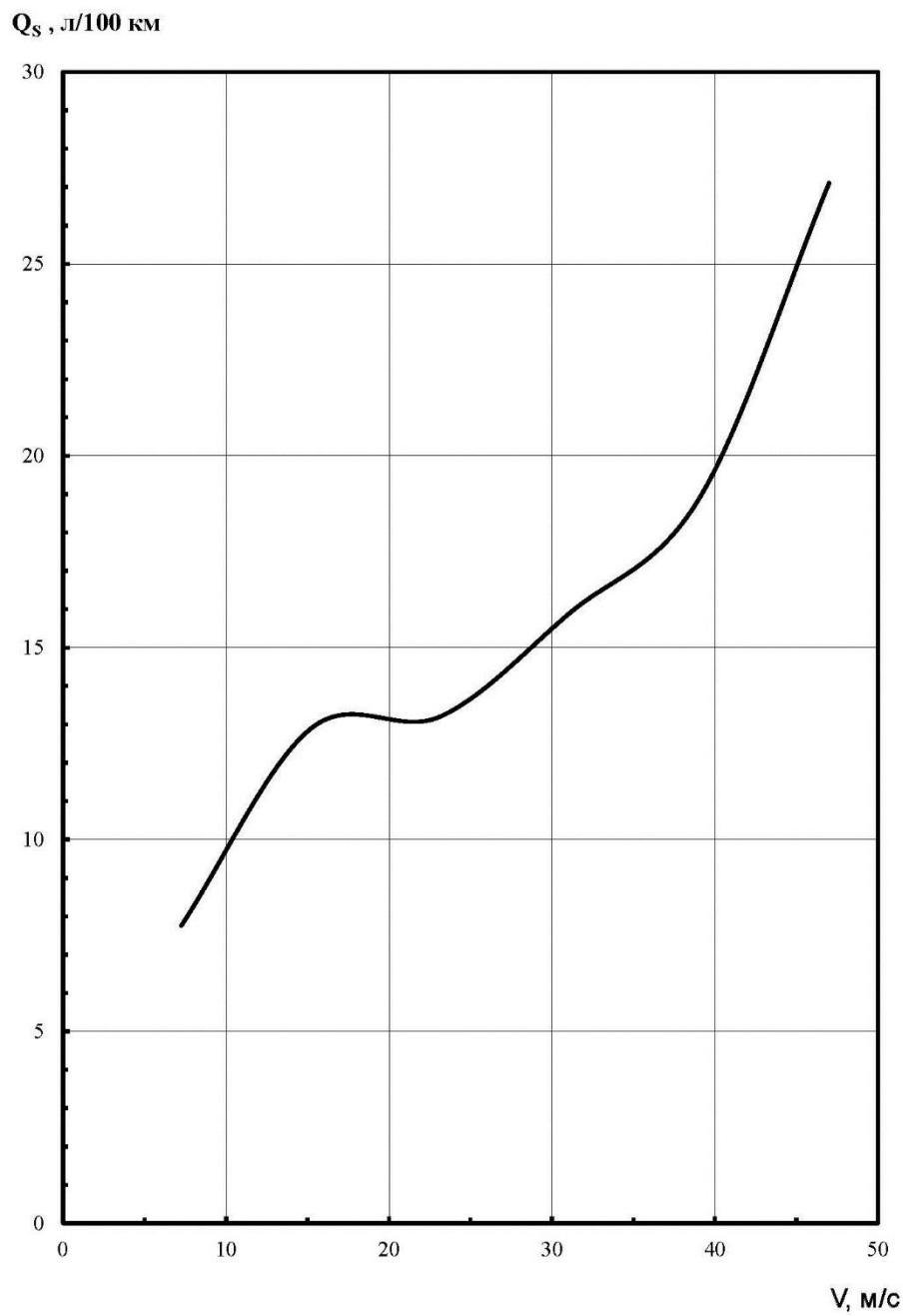


Рисунок А.8 – Топливная экономическая характеристика

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Формат	Зона	Гвоз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	
							Стр.	№
				<u>Документация</u>				
A1			16.ДПО.1.001- 1601130	Сборочный чертёж	1			
				<u>Детали</u>				
		1	16.ДПО.1.001- 1601146	Шайба	1			
		2	16.ДПО.1.001- 1601151	Гружина	2			
		3	16.ДПО.1.001- 1601152	Гружина	4			
		6	16.ДПО.1.001- 1601138	Фрикционная накладка	2			
							16.ДПО.1.001- 1601130	
Изм. Лист		№ докум.		Годл.	Дата			
Разраб.		Антошкин АА.					Лит.	Лист
Проез.		Галиев ИР.						Листов
Руков.		Галиев ИР.						1
Нконтр.		Егоров АГ.					ТГУ. АТ- 1101	
Утв.		Бобровский АВ.						
							Копировал	
							Формат А4	

Гор. примен.		Формат	Зона	Гвоз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						<u>Документация</u>			
		A1			16.ДП.01.001- 1601152	Оборочный чертёж	1		
						<u>Детали</u>			
			1		16.ДП.01.001- 1601102	Шайба	1		
			2		16.ДП.01.001- 1601103	Пружина	4		
			3		16.ДП.01.001- 1601104	Пружина	4		
			4		16.ДП.01.001- 1601105	Фрикционная накладка	2		
Стрел. №									
Годл. и дата									
Взам. инв. №									
Инв. № дубл.									
Годл. и дата									
					16.ДП.01.001- 1601152				
Инв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.		Антрошкин АА.			Лит	Лист	
		Пров.		Галиев ИР.				Листов	
		Руков.		Галиев ИР.				1	
		Нконтр.		Езоров АГ.			ТГУ. АТ- 1101		
		Утв.		Бобровский АВ.					
		Диск сцепления ведомый в сборе							
		Копировал					Формат А4		

Формат		Зона	Гвоз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>							
A1				16 ДПО.1.001- 1601103 СБ	Сборочный чертёж		
<i>Сборочные единицы</i>							
A1		1		16 ДПО.1.001- 16001111 СБ	Г/перечина панели приборов	1	
A1		2		16 ДПО.1.001- 16001112 СБ	Щиток передка	1	
A1		3		16 ДПО.1.001- 16001113 СБ	Усилитель тормозов с главным цилиндром и бачком в сборе	1	
A3		4		16 ДПО.1.001- 16001114 СБ	Педаля тормоза в сборе	1	
A3		5		16 ДПО.1.001- 16001115 СБ	Педаля сцепления в сборе	1	
A1		6		16 ДПО.1.001- 1601104 СБ	Трос привода сцепления в сборе	1	
A1		7		16 ДПО.1.001- 1601106 СБ	Кронштейн с втулкой в сборе	1	
<i>Детали</i>							
A3		8		16 ДПО.1.001- 1601103.010	Рычаг вилки выключения сцепления	1	
<i>Стандартные изделия</i>							
		9			Болт М6 х 1-6g х 35.109.30ХГСА ГОСТ 7805- 70	1	
		10			Шайба А. 10.31 ГОСТ 11371- 78	1	
		11			Гайка М6- 6Н04 ГОСТ 5927- 70	1	
				<b>16 ДПО.1.001- 1601103</b>			
Изм.		Лист	№ докум.	Гвоз.	Дата		
Разраб.		Антошкин АА.				Лист	Листов
Пров.		Галиев ИР.					1
Руков.		Галиев ИР.				<b>ТГУ, АТ- 1101</b>	
Нконтр.		Егоров АГ.					
Утв.		Бобровский АВ.					
<b>Установка привода сцепления</b>							

Копировал

Формат А4