

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

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(институт)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

190201.65 «Автомобиле- и тракторостроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили

(направленность (профиль))

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему: Переднеприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация сцепления

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

Допустить к защите

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

« _____ » _____ 20 _____ г.

(личная подпись)

Тольятти 2016

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

А.В. Бобровский

«10» декабря 2015 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Булычев Роман Владимирович

1. Тема Переднеприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация сцепления

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

3. Исходные данные к дипломному проекту

Колесн. Форм. 2*4, снар. Масса 1270 кг, кол-во мест 5, макс. част. Коленвала 6200 об\мин, мин. част. коленвала 840 об\мин, макс. мощн. двиг. 78 кВт, макс. крут. момент 173 Нм, коэф Сх 0,35, главн. пер. 3,938, КПД трансмиссии 0,92, ВхН 2,1 м2, сопрот. качен. 0,015, число передач 5, перед. числа 1-3,633; 2-1,95; 3-1,357; 4-0,941; 5-0,781

Цель проекта: преобразование конструкции сцепления автомобиля Лада Веста, связанное с увеличением крутящего момента двигателя с 148НМ до173НМ

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 технологии сборки ведомого диска сцепления в массовом производстве

5. Анализ экономической эффективности объекта

Расчет затрат на производство и безубыточное производство

6. Безопасность и экологичность объекта

Разработка мероприятий по обеспечения требований охраны труда на участке сборки модернизируемого сцепления. Экологичность изделия

Заключение

Список литературы

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

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала:

Автомобиль. Общий вид.....1лист формата А1
Графики тягово-динамического расчета1лист формата А1
Сборочные чертежи..... листа формата А1
Детализовка..... лист формата А1
Технологическая схема сборки разрабатываемого узла.....1 лист формата А1
Показатели экономической эффективности объекта.....1 лист формата А1

6. Консультанты по разделам

Технологическая /Исследовательская часть _____ / И.Р. Галиев /

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

Безопасность и экологичность объекта _____ /А.Н. Москалюк/

7. Дата выдачи задания «10» декабря 2015 г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

И.Р. Галиев

Задание принял к исполнению

Р.В. Булычев

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)

«10» декабря 2015г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения дипломного проекта

Студента Булычева Романа Владимировича

по теме Переднеприводный легковой автомобиль 2 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	непредусмотренно		
4. Расчет проектируемого механизма	25.04.2016			
5. Чертежи деталей механизмов и узлов	25.04.2016			
6. Исследовательская 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

(подпись)

Р.В. Булычев

(И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект «Переднеприводный автомобиль 2 кл. Модернизация сцепления» содержит 124 страницы пояснительной записки, включая 4 листа приложения со спецификациями к сборочным чертежам, а также 10 листов формата А-1 графической части.

В дипломном проекте рассматривается вопрос по модернизации сцепления автомобиля LADA VESTA с учетом увеличения максимального крутящего момента двигателя со 148 Нм до 173 Нм.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 Состояние вопроса	
1.1 Назначение сцепления автомобиля. Требования, предъявляемые к нему.....	10
1.2 Классификация сцепления.....	12
1.3 Анализ конструкций фрикционных сцеплений.....	14
1.4 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции.....	21
2 Защита интеллектуальной собственности	24
3 Конструкторская часть	
3.1 Тяговый - динамический расчет автомобиля.....	24
3.2 Расчёт основных параметров сцепления.....	34
4 Технологическая часть	
4.1 Анализ технологичности конструкции изделий.....	72
4.2 Разработка технологической схемы сборки ведомого диска сцепления, автомобиля LADA VESTA.....	73
4.3 Составление перечня сборочных работ.....	74
4.4 Определение трудоёмкости сборки.....	74
4.5 Определение типа производства.....	75
4.6 Выбор организационной формы сборки.....	76
4.7 Составление маршрутной технологии.....	76
5 Анализ экономической эффективности проекта	
5.1 Расчет себестоимости проектируемой сцепления.....	85
5.2 Расчет точки безубыточности производства.....	92
5.3 Расчет коммерческой эффективности проекта.....	94
5.4 Анализ полученных экономических показателей и выводы.....	99
6 Безопасность и экологичность проекта	
6.1 Безопасность и экологичность объекта.....	101

6.2 Конструкторско-технологическая характеристика объекта.....	103
6.3 Анализ опасных и вредных производственных факторов	105
6.4 Воздействие опасных и вредных производственных факторов на работающих.....	105
6.5 Организация мероприятия по обеспечению безопасных условий труда.....	107
6.6 Инженерные расчёты.....	111
6.7 Безопасность объекта при аварийных и чрезвычайных ситуациях.....	115
6.8 Анализ экологических показателей разработанной конструкции сцепления и экологическая экспертиза проекта.....	116
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	117
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	118
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	120

ВВЕДЕНИЕ

Автомобилестроение является одной из самых наукоемких отраслей тяжелой промышленности. Жесткие требования рыночной экономики в сочетании с высокой конкуренцией заставляет автопроизводителей все больше внимания уделять конструкции автомобилей и постоянно ее совершенствовать. Это в свою очередь возлагает большую ответственность как на службу инжиниринга в целом, так и в частности на отдельных разработчиков конструкции, то есть инженеров-конструкторов. В настоящее время у разработчиков на вооружении появилось большое число программных продуктов позволяющих проводить более качественные расчеты и снижать риск ошибок на стадии проектирования. Однако, полностью удовлетворить всем предъявляемым требованиям невозможно, так как эти требования зачастую противоречат друг другу. Поэтому конструктор в каждом конкретном случае отдаёт предпочтение наиболее важным требованиям, предъявляемым к данному автомобилю или проектируемому агрегату, узлу, детали. В автомобилестроении все большую популярность обретают конструкции с двойным сцеплением или с применением двухмассового маховика. Но данные конструкции помимо достоинств имеют основной недостаток в виде высокой стоимости обусловленной сложной конструкцией и технологией изготовления. Поэтому относительно простые и хорошо зарекомендовавшие себя сухие фрикционные однодисковые сцепления преобладают в сегменте самых массовых и относительно недорогих автомобилей. На всех автомобилях производства ОАО «АВТОВАЗ», так же применяются сухие фрикционные однодисковые сцепления. При этом номенклатура автомобилей, гамма двигателей и коробок передач постоянно увеличивается, что также требует постоянного проектировать и применять различные конструкции сцепления. Из последних задач, стал вопрос по применению нового двигателя разработки ОАО «АВТОВАЗ» в автомобиле LADA VESTA. Ранее данный двигатель не применялся, и поэтому под него ранее не было разработано сцепление.

Основной задачей сцепления как узла является надежная передача крутящего момента от маховика на первичный вал коробки передач в любых режимах эксплуатации автомобиля, при этом сцепление как предохранитель защищает трансмиссию от перегрузок и обеспечивает плавность трогания автомобиля с места.

Цель данной работы – провести модернизацию базового сцепления, рассчитанного под момент двигателя 148 Нм, под передачу крутящего момента двигателя 173 Нм.

Для достижения поставленной цели в данной работе ставятся следующие задачи:

- выполнить тяговый расчет автомобиля LADA VESTA с двигателем 1,8 л 173 Нм;
- проверить возможности применения существующего серийного сцепления размерностью 200 мм под двигатель 1,8 л 173 Нм;
- выполнить тепловой расчет модернизированного сцепления;
- определить детали дисков сцепления, требующие модернизации;
- выполнить расчет необходимых параметров нажимной пружины модернизированного сцепления, определить упругую характеристику модернизированной нажимной пружины и провести ее прочностной расчёт;
- для модернизированного сцепления выполнить расчет тангенциальных пластин крепления нажимного диска к кожуху на изгиб, усилия отвода, устойчивость к продольным нагрузкам;
- для модернизированного сцепления выполнить расчет заклепок соединительных пластин на смятие, срез;
- выполнить расчеты характеристик пружин демпфера модернизированного ведомого диска сцепления и рассчитать общую характеристику демпфера.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение сцепления автомобиля. Требования, предъявляемые к нему

Сцепление представляет собой отдельный механизм, к конструкции которого помимо общетехнических требований (простота конструкции, длительный срок службы, небольшая масса, невысокая трудоемкость технического обслуживания) предъявляются следующие специальные требования:

- надежная передача крутящего момента от маховика на первичный вал коробки передач в любых режимах эксплуатации автомобиля;
- возможность передачи реверсивного крутящего момента при работающем или неработающем двигателе, что необходимо для торможения автомобиля двигателем, а также пуска двигателя буксированием автомобиля;
- чистота выключения, то есть быстрое (менее чем за 0,30 с) и полное разъединение ведущей и ведомой части сцепления;
- плавность включения (достигается обеспечением осевой и тангенциальной податливости ведомого диска);
- возможность длительной работы со скольжением (буксованием), т.е. кинематическим рассогласованием между оборотами вращения ведущих и ведомых частей сцепления, которое необходимо для осуществления плавного трогания автомобиля с места, а также тонкого регулирования его скорости при маневрировании;
- минимальный момент инерции ведомых элементов (необходим для быстрого снижения оборотов вращения первичного вала коробки передач при переключении передач);
- тепловой режим работы не должен превышать заданных значений при нормальных режимах эксплуатации автомобиля;
- невысокий дисбаланс вращающихся масс (необходима для уменьшения динамических нагрузок в деталях сцепления при больших оборотах вращения

коленчатого вала двигателя);

- предохранение трансмиссии и двигателя автомобиля от перегрузок инерционным и пиковым крутящим моментом;
- безотказность в работе;
- легкость и удобство управления (оценивается усилием на педали управления и величиной ее хода при выключении сцепления).

Для обеспечения приемлемого уровня трогания с места и переключения передач сцепление обязано обеспечивать заданную плавность включения, которая достигается применением упругих и демпфирующих элементов в самом сцеплении и в приводе сцепления, а при наличии усилителя - соответствующим подбором его характеристик. Для снижения инерционных нагрузок в трансмиссии при трогании с места и переключении передач стремятся обеспечить минимальный момент инерции ведомой части сцепления, находящейся в постоянной связи со шлицами первичного вала КП.

Выход из строя сцепления, как правило, вызван его перегревом. Для лучшего отвода и рассеивания теплоты применяют массивные ведущие диски (нажимные диски), специальные вентиляционные отверстия и канавки, оребрение поверхностей и выполняют другие конструктивные изменения.

Угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя даже в установившемся режиме его работы имеет определенные высокочастотные колебания, что в свою очередь способствует возникновению шума и вибрации в трансмиссии. Для снижения данных неравномерностей вращения в ведомых дисках устанавливают гасители крутильных колебаний, характеристики которых выбирают исходя из динамического расчета трансмиссии как колебательной системы.

Согласно требованиям охраны окружающей среды, во время работы сцепления не должна выделяться пыль и не должен появляться неприятный запах.

Так как основные требования, предъявляемые к сцеплению, сравнительно легко

конструктивно и технологически обеспечиваются сухими дисковыми сцеплениями, то они и получили широкое распространение на автомобилях.

1.2 Классификация сцепления

По способу передачи крутящего момента – фрикционные, гидравлические (гидромуфты) и электромагнитные порошковые.

Наибольшее распространение получили фрикционные сцепления, у которых крутящий момент от ведущих деталей, соединенных с коленчатым валом двигателя, передается на ведомые детали, соединенные с трансмиссией автомобиля, посредством сил трения. У гидравлических сцеплений (гидромуфт) связь ведущей и ведомой частей осуществляется движущимся потоком жидкости, а у электромагнитных порошковых – электромагнитным полем.

По форме поверхностей трения – дисковые, конусные и барабанные. В современных конструкциях автомобилей применяются только дисковые сцепления.

По числу ведомых дисков – одно-, двух- и многодисковые.

Двухдисковые сцепления применяются на грузовых автомобилях. Их использование вызвано необходимостью передачи большого крутящего момента, что достигается путем увеличения площади поверхностей трения без увеличения диаметра сцепления. Они имеют относительно большие показатели массы, осевой габаритной длины и перемещения муфты выключения. Кроме того, в их конструкциях для обеспечения чистоты выключения требуется предусматривать принудительное перемещение среднего ведущего диска.

По состоянию поверхностей трения – сухие и мокрые (работают, соответственно, без смазки поверхностей трения и в масляной ванне). Одно- и двухдисковые сцепления применяются только сухими, а многодисковые, – в основном, мокрыми.

По возможности передачи крутящего момента при отсутствии внешнего управляющего воздействия – нормально замкнутые и нормально разомкнутые, причем последние применяются достаточно редко.

По способу создания давления на рабочих поверхностях сцепления – пружинные, центробежные и полуцентробежные.

В пружинных сцеплениях используются центральные диафрагменные, цилиндрические периферийно расположенные или, крайне редко, центральные конические пружины.

В центробежных и полуцентробежных сцеплениях сила сжатия пар трения полностью или частично обеспечивается за счет кинетической энергии грузиков, закрепленных на рычагах выключения сцепления. Центробежные сцепления применяются достаточно редко, что объясняется их большой стоимостью, меньшей надежностью и сложностью конструкции при реализации предохранительной функции сцепления. Полуцентробежные сцепления в настоящее время не применяются из-за присущих им недостатков.

По числу силовых потоков мощности, передающихся через элементы сцепления – однопоточные, когда весь поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, и двухпоточные, когда один поток мощности от двигателя передается в трансмиссию, а другой – на привод вала отбора мощности, или, когда мощность от двигателя передается в трансмиссию двумя параллельными потоками.

По способу управления:

- сцепления с принудительным управлением, полностью управляемые водителем;
- сцепления с автоматизированным управлением, которые снабжены автоматическими устройствами, обеспечивающими, как минимум, управление процессом трогания автомобиля с места;
- автоматические сцепления (гидравлические и центробежные), обладающие внутренней автоматичностью, т.е. увеличивающие передаваемый крутящий момент с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя.

На подавляющем большинстве автомобилей установлены постоянно замкнутые сцепления с принудительным управлением.

1.3 Анализ конструкций фрикционных сцеплений

На первых тяговых и транспортных машинах применялись фрикционные сцепления с барабанной и конусной формой трущихся поверхностей, но с началом массового производства они были вытеснены дисковыми фрикционными сцеплениями, у которых в настоящее время и в обозримом будущем нет конкурентов. Поэтому в дальнейшем рассматриваются только фрикционные сцепления (далее ФС) данного вида. Среди них наибольшее распространение имеют однодисковые ФС.

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

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.

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:

- уменьшается время разгона;
- снижается средний расход топлива;
- практически полностью скрадывает моменты переключения, создавая иллюзию бесконечно «длинной» передачи - словно на вариаторе.

1.3.1 Нажимные устройства с периферийно расположенными пружинами

Многие отечественные и зарубежные фрикционные сцепления ранее имели периферийно расположенные нажимные пружины, равномерно размещённые по одной или двум концентрическим окружностям нажимного диска.

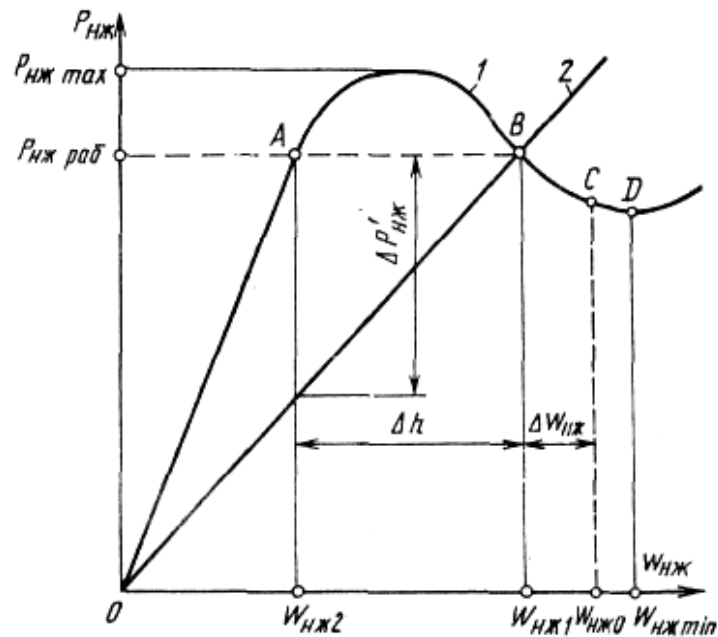
В таких конструкциях применяют цилиндрические винтовые пружины, которые имеют линейную характеристику. Однако эти пружины имеют большие габариты, что кроме затруднений в компоновке, приводит к тому, что может быть потеряна их продольная устойчивость под действием значительных

центробежных сил.

1.3.2 Нажимные устройства с центрально расположенными пружинами

Для производства тарельчатых пружин используются холоднокатаные калиброванные листы из стали 85 или 50ХГФА. Типичная технология включает в себя вырубку заготовки на многопозиционном прессе, шлифование (при необходимости) ее с обеих сторон, закалку с формообразованием и отпуск до 42...48 НКС_э), дробеструйную обработку в течение 6...12 мин, фосфатирование с промасливанием. Кроме того, часто применяется термофиксация (например, одночасовая выдержка при температуре 200°C) и нанесение износостойкого покрытия (например, молибденового) на поверхность контакта пружины с выжимным подшипником. Все пружины подвергаются контролю по нагрузке, причем отклонение от номинального значения не должно превышать 5...7%. Выборочно проверяется усталостная прочность при 1 млн. циклов нагружения.

Главная особенность тарельчатой пружины заключается в ее нелинейной характеристике изображенной на рисунке 1. Это имеет решающее значение для сохранения в течение заданного срока службы необходимого момента трения, который прямо пропорционален нажимному усилию $P_{нж}$. Из рисунка 1 следует, что при одинаковом износе накладок сравниваемых ФС у конструкции с винтовыми пружинами нажимное усилие $P'_{нж}$ снижается до 80... 70% первоначального значения, в то время как у конструкций с тарельчатой пружиной оно может остаться таким же или даже стать больше. Из графиков также видно, что энергозатраты на выключение ФС с тарельчатой пружиной меньше, чем у ФС с винтовыми пружинами.



1 – разрезной тарельчатой; 2 - винтовыми; $W_{нж}$ — перемещение нажимного диска

Рисунок 1 – Упругие характеристики нажимных устройств с пружинами

Улучшить статические характеристики тарельчатых пружин можно:

- выбором оптимальных соотношений геометрических параметров неразрезанной части пружины;
- созданием определенных условий контакта пружины с опорной поверхностью нажимного диска.

Так, если опорная поверхность выполнена в виде тора, то перепад нажимного усилия $\Delta P_{нж}$ пружины уменьшается в 2...3 раза, а если в виде поверхностей переменной кривизны, то в 4 раза. Более пологие характеристики нажимных устройств могут быть получены за счет конструктивных решений, например сочетанием пружин различного типа.

1.3.3 Муфта выключения

Муфта подшипника выключения предназначена для передачи усилия от привода управления к вращающемуся механизму отвода нажимного диска.

С точки зрения кинематики муфты выключения делятся на опрокидывающиеся и центрально-ориентированные. При включении-выключении опрокидывающаяся муфта описывает дугу, т.е. в начале хода выключения оси фрикционного сцепления и муфты выключения не совпадают и возникают радиальные усилия, которые передаются на механизм отвода нажимного диска. В настоящее время используют центрально-ориентированные муфты: их корпус установлен на направляющей, внутри которой расположен вал сцепления или коробки передач, а вилка имеет свободу перемещения в радиальном направлении.

Опорное устройство муфты выключения представляет собой упорный подшипник скольжения. Он делается из материала, обладающим низким коэффициентом трения и хорошей износостойкостью. Однако наибольшее распространение получили подшипники качения, в основном шариковые. В большинстве сцеплений применяются радиально-упорные подшипники с наружной вращающейся обоймой. Но наиболее современное решение - подшипник с внутренней вращающейся обоймой, что даёт уменьшение момента инерции вращающихся частей, снижение износа обоймы, уменьшение угловой скорости.

1.3.4 Ведущие детали сцеплений

Нажимные диски должны быть жёсткими, прочными и износостойкими. Т.е. не только сопротивляться изнашиванию, но и хорошо прирабатываться без возникновения задиров.

Жёсткость нажимного диска зависит от свойства материала, соотношения линейных размеров и конструктивного оформления. Деформация отдельных частей или поверхностей нажимного диска вызывается, прежде всего, неравномерным нагревом.

Наиболее распространённым материалом дисков является серый чугун, марка которого зависит от нагруженности сцепления.

1.3.5 Ведомые диски

Ведомый диск в сборе — важнейшая часть фрикционного сцепления,

лимитирующая его ресурс. Он воспринимает от ведущих частей крутящий момент и за счёт сил трения на рабочих поверхностях передаёт его в трансмиссию.

Накладки делаются в виде кольца или сегментов. Кольцевая форма наиболее распространена и регламентирована. На поверхностях трения накладок часто делаются радиальные или наклонные прорезы. Их назначение - удаление продуктов износа и вентиляция поверхностей трения.

Известны 3 наиболее распространённых способа соединения накладок с диском — держателем: заклёпками, клеем и приформовыванием. Наибольшее распространение получило заклёпочное соединение.

Крутящий момент от ведомого диска передаётся на ступицу и далее на вал коробки передач обычно через прямобоочные или эвольвентные шлицы.

Ступица состоит из втулочной и фланцевой части. Ранее она изготавливалась из одной цельной поковки, но для экономии материала предпочитают делать ступицу разборной.

Материалы накладок самые разнообразные: металлические, органические, композиционные. Металлы и их сплавы применялись редко из-за их массы. Органические материалы также имеют ограниченное применение, в основном для сцеплений, работающих в масле. Т.о. накладки современных фрикционных сцеплений делают из композиционных материалов. Для их производства используется технология порошковой металлургии и технология переработки эластомеров (пластмасс).

1.3.6 Упругие ведомые диски

Упругие ведомые диски обладают повышенной осевой податливостью. По сравнению с жёсткими, они сложнее по конструкции, имеют несколько больший момент инерции и требуют большего отвода нажимного диска, а следовательно, и усилия на педаль при выключении фрикционного сцепления.

Сфера их использования всё более расширяется, т.к. при этом повышается долговечность, улучшается комфорт. Преимущества являются

следствием более равномерного прилегания накладок к контртелам.

Можно выделить три основных способа создания осевой упругости системы: обе накладки соединяются с диском-держателем через упругие элементы; аналогично соединив одну накладку; накладки соединены с диском-держателем жёстко, а упругость обеспечивается конструктивно.

Упругие элементы изготавливают из высокоуглеродистых, марганцовистых сталей 65Г, 85 и др.

1.3.7 Демпферы

Демпферы угловых (крутильных) колебаний устанавливаются между ведомым диском и его ступицей.

Основным назначением упругодиссипационных демпферов, встроенных в ведомые диски, является снижение уровня крутильных колебаний в трансмиссиях, вызванных неравномерной работой поршневого двигателя. Это осуществляется за счёт упруго-фрикционных свойств демпферов. Кроме того, они способствуют уменьшению вибраций в трансмиссии.

Введение демпфера в ведомый диск позволяет частично или полностью компенсировать линейную и угловую несоосности коленвала двигателя и первичного вала коробки передач, приводящих к большему изнашиванию сцепления.

Основными частями демпферов являются упругий элемент, обеспечивающий угловое перемещение ступицы ведомого диска относительно его диска-держателя, и диссипационный элемент. В зависимости от последних демпферы подразделяют на упругофрикционные, гидравлические и резинометаллические

Большинство современных сцеплений имеют ведомые диски с демпферами упругофрикционного типа. Упругий элемент таких демпферов представляет собой цилиндрические винтовые пружины, расположенные по окружности в окнах между диском-держателем и ступицей.

Более широкими возможностями обладают многоступенчатые демпферы. Их применяют на автомобилях с повышенным комфортом.

Многоступенчатость достигается сочетанием различных способов: созданием предварительного натяга пружин; постановкой пружин различной жёсткости или двойных пружин.

В последнее время для получения многоступенчатых характеристик применяют преддемфферы. В этом случае ведомый диск имеет два демпфера - предварительный и главный, которые могут передавать момент на две или на одну ступицы.

Усилие прижатия поверхности трения создаётся винтовой, тарельчатой или пластинчатой пружинами, а также сжатием пар трения пальцами (заклёпками).

Рассматривая и оценивая преимущества и недостатки механизмов и деталей ведомых дисков, можно сделать вывод о том, что современным требованиям в наибольшей степени удовлетворяют диски с осевой податливостью, оснащённые многоступенчатым демпфером, обладающим способностью компенсировать несоосность валов.

1.3.8 Фрикционные накладки

Материалы накладок — самые разнообразные: металлические, органические, композиционные. Металлы и их сплавы применялись редко даже на ранней стадии развития ФС, так как продукты трения, 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 используется технология порошковой металлургии и технология переработки эластомеров (или пластмасс).

1.4 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции

В данном дипломном проекте предлагается рассмотреть сцепление размерностью 215 мм на автомобиле LADA VESTA вместо базового сцепления размерностью 200 мм.

Базовый вариант зарекомендовал себя технически надежным и долговечным с хорошими эксплуатационными качествами. Однако, по своим конструктивным особенностям базовый вариант не может быть применен для комплектации двигателя с большим крутящим моментом. О чем свидетельствуют предварительные расчеты. Более точные расчеты будут приведены в конструкторской части данной работы.

По результатам расчета базового сцепления под момент 173 Нм были выявлены следующие проблемы:

- зажимная нагрузка не обеспечивает гарантированную передачу крутящего момента от двигателя, вследствие чего возможна пробуксовка сцепления, перегрев компонентов сцепления и повышенный износ фрикционных накладок;
- недостаточная размерность фрикционных накладок приведет к их повышенному износу и резкому сокращению ресурса сцепления;
- сопоставление характеристики демпфера с крутящим моментом двигателя отмечено, что на режимах динамичного разгона возможно замыкание демпфера по стойкам, что приведет к появлению металлического звона от соударяющихся деталей демпфера, повышенным нагрузкам на стойки ведомого диска и как следствие к механическому разрушению демпферного пакета.

Модернизация сцепления будет основываться на максимальном сохранении общей компоновочной схемы базового сцепления, применением большого числа компонентов базового сцепления, что в свою очередь позволит снизить затраты на внедрение новых изделий.

При модернизации нажимного диска сцепления изменениям подвергнутся:

- нажимная пружина (диафрагменная пружина) – за счет изменения толщины пружины будет увеличена зажимная нагрузка;
- кожух нажимного диска – в связи с увеличением размерности будет увеличен наружный диаметр крепления кожуха (проверочные расчеты на деформацию кожуха в рамках данной работы рассматриваться не будут);
- нажимной диск (прижимная плита) – будет увеличен наружный и внутренний

диаметр диска с сохранением расположения выступа под диафрагменную пружину (расчеты не требуются);

– для базовых тангенциальных пружин и заклепок будут выполнены проверочные расчеты подтверждающие возможность их применения в модернизированном нажимном диске.

При модернизации ведомого диска сцепления изменениям подвергнутся:

– пластины пружинные ведомого диска – будет увеличен вылет лепестков под диаметр 215 мм (проверочные расчеты в рамках данной работы рассматриваться не будут);

– фрикционные накладки сцепления – вместо накладок размерностью 200x140 будут применяться накладки размерностью 215x150 (покупное изделие, проведение проверочных расчетов не требуется);

– в базовом варианте применены пружины по схеме 4x2 (т.е. две одиночные и две пары пружин «пружина в пружине»). В модернизированном варианте будут добавлены еще пара пружин в свободных местах, таким образом получим схему 4x4 (четыре пары «пружина в пружине»).

Описанный комплекс изменений позволит гарантировать надежную работу модернизированного сцепления в условиях увеличенного крутящего момента двигателя до 173 Нм, что будет подтверждено расчетами в конструкторской части дипломного проекта.

Внедрение новой конструкции непосредственно повлияет на повышение конкурентоспособности, и увеличение рынка сбыта, так как новый силовой агрегат будет придавать автомобилю лучшие показатели по динамичности и, безусловно, поспособствует привлечению новых покупателей.

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 конструкции.

2 Защита интеллектуальной собственности

В рамках данного дипломного проекта патентные исследования не предусмотрены.

3 Конструкторская часть

3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

3.1.1 Исходные данные

Тягово-динамический расчет произведен для автомобиля LADA VESTA с двигателем 1,8 л., 16 кл. Исходные данные для расчета сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Колесная формула	2x4
Снаряженная масса, кг	1270
Количество мест	5
Максимальная частота вращения колен. вала, об/мин	6200
Минимальная частота вращения колен. вала, об/мин	840
Максимальная мощность двигателя, N_{max} кВт	78
Максимальный крутящий момент, Н·м	173
Коэффициент C_x	0,35
Передаточное число главной передачи, U_0	3,938
КПД трансмиссии	0,92
$V \cdot H$ (площадь поперечного сечения), m^2	2,1
Сопротивление качению $f_{кач 0}$	0,015
Число передач в КП	5
Передаточное число первой передачи, U_1	3,636
Передаточное число второй передачи, U_2	1,95
Передаточное число третьей передачи, U_3	1,357
Передаточное число четвертой передачи, U_4	0,941
Передаточное число пятой передачи, U_5	0,781

3.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчета

Полная масса а/м

$$m_a = m_0 + (m_{ч} + m_{б}) \cdot n \quad (3.1.1)$$

где m_0 – снаряженная масса автомобиля;
 $m_{ч}$ – масса одного человека (75 кг);
 $m_{б}$ – масса багажа, приходящегося на одного человека (10 кг);
 n – количество пассажиров.

$$m_a = 1270 + (75 + 10) \cdot 5 = 1695 \text{ кг.}$$

Распределение нагрузки по осям - передняя ось – 60 %
- задняя ось – 40 %

Распределение массы по осям с учетом коэффициента распределения массы по осям.

Для передней оси:

$$m_1 = 0,6 \cdot m_a = 0,6 \cdot 1695 = 1017 \text{ кг} \quad (3.1.2)$$

Для задней оси:

$$m_2 = 0,4 \cdot m_a = 0,4 \cdot 1695 = 678 \text{ кг} \quad (3.3)$$

Нагрузка на шины.

на переднее колесо:

$$F_{к1} = m_1 \cdot g / 2 = 1017 \cdot 9,81 / 2 = 4988 \text{ Н} \quad (3.1.4)$$

на заднее колесо:

$$F_{к2} = m_2 \cdot g / 2 = 678 \cdot 9,81 / 2 = 3326 \text{ Н} \quad (3.1.5)$$

На автомобиле установлены радиальные шины 185/65 R15.

Радиус качения данной шины:

$$r_k = r_{СТ} = (0,5 \cdot d + k \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3} \quad (3.1.6)$$

где $d = 381$ мм – посадочный диаметр;
 $k = 0,65$ – соотношение высоты профиля шины к ее ширине;
 $\lambda = 0,88$ – коэффициент типа шины;
 $B = 185$ мм – ширина профиля шины;

r_{CT} – статический радиус колеса.

$$r_k = r_{CT} = (0,5 \cdot 381 + 0,65 \cdot 0,88 \cdot 185) \cdot 10^{-3} = 0,296 \text{ м}$$

Принимаем $r_{CT} = r_d = r_k = 0,296 \text{ м}$.

3.1.3 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана:

$$N_e = N_{\max} \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (3.1.7)$$

где ω_e – текущие значения угловой скорости коленчатого вала (рад/с);

ω_N – угловая скорость коленвала двигателя при максимальном значении мощности;

a, b, c – коэффициенты характеризующие тип двигателя (принимаем равными 1);

N_e – текущие значения эффективной мощности двигателя (Вт);

N_{\max} – максимальная мощность двигателя (Вт).

Определяем число оборотов двигателя при максимальной мощности:

$$\omega_N = \omega_V / \lambda = 649,3 / 1,1 = 590 \text{ рад/с} \quad (3.1.8)$$

где $\lambda = \omega_V / \omega_N$ – отношение частот вращения коленчатого вала при

N_{\max} к частоте вращения коленчатого вала при N_{\max} .

Принимаем $\lambda = 1,1$.

Для расчета эффективного момента двигателя:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (3.1.9)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.

Таблица 2 – Таблица значений мощности и моментов двигателя в зависимости от угловой скорости коленвала двигателя

n, об/мин	840	1913	2986	4058	5131	5667	6200
ω_e , рад/с	$\omega_{\min}=88$	200	313	425	537	593	$\omega_{\max}=649$
N_e , кВт	13,11	32,41	51,61	67,48	76,8	78	78
M_e , Нм	148,98	161,84	165,14	158,86	143,01	131,5	120,13

По полученным данным строим ВСХ

3.1.4 Определение передаточных чисел трансмиссии

Для расчётов примем реальное значение передаточных чисел коробки передач автомобиля LADA VESTA.

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

$$V = \frac{r_k \cdot \omega_e}{U_o \cdot U_k} \quad (3.1.10)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 3.

Таблица 3 – Зависимость скорости а/м от оборотов двигателя и включенной передачи в КП

n, об/мин	Скорость на передаче, м/с				
	I	II	III	IV	V
840	1,82	3,39	4,87	7,03	8,44
1913	4,14	7,72	11,09	16	19,2
2986	6,46	12,05	17,31	24,96	29,96
4058	8,78	16,37	23,53	33,93	40,73
5131	11,1	20,7	29,75	42,9	51,49
5667	12,26	22,86	32,86	47,38	56,87
6200	13,42	25,03	35,97	51,86	46,94

3.1.5 Тяговый баланс автомобиля

Сила тяги на различных передачах

$$P_i = U_k U_0 M_e \eta_{тр} / r_k \quad (3.1.11)$$

Результаты расчета сведем в таблицу 4.

Таблица 4 – Сила тяги на колесах в зависимости от оборотов двигателя и включенной передачи в КП

n, об/мин	Тяговая сила на ведущих колесах (в зависимости от передачи), Н				
	I	II	III	IV	V
840	6630,2	3555,8	2474,5	1715,9	1429,6
1913	7202,5	3862,7	2688,1	1864	1553
2986	7349,3	3941,5	2742,9	1902	1584,7
4058	7069,9	3791,6	2638,6	1829,7	1524,4
5131	6364,5	3413,3	2375,3	1647,1	1372,3
5667	5852,2	3138,6	2184,1	1514,6	1261,9
6200	5346,2	2867,2	1995,3	1383,6	1152,8

Строим тяговую характеристику $P_T(V)$.

Сила сопротивления дороги

$$P_d = G_a(i+f) = G_a \cdot \Psi \quad (3.1.12)$$

Сила сопротивления воздуха

$$P_B = C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V^2 / 2 \quad (3.1.13)$$

Результаты расчета сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Таблица значений P_d и P_B в зависимости от скорости а/м

V_a м/с	0	8,44	19,2	29,96	40,73	51,49	56,87	62,25
P_B Н	0	33,85	175,17	426,52	788,29	1259,8	1536,5	1841,34
P_d Н	249,42	258,3	295,39	361,36	456,3	580,05	652,75	732,68
$f_{сопр}$	0,015	0,016	0,018	0,022	0,027	0,035	0,039	0,044

Строим график $P_T(V)$ и по нему определяем максимальную скорость

$$V_{\max}=47 \text{ м/с}$$

Максимальный коэффициент сопротивления качению

$$\psi_{\max} = f_0 \cdot (1 + V^2_{\max}/2000) = 0,015 \cdot (1 + 47^2/2000) = 0,032 \quad (3.1.14)$$

3.1.6 Динамическая характеристика двигателя

Динамический фактор а/м

$$D=(P_T - P_B)/G_a \quad (3.1.15)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 6.

Таблица 6 – Таблица значений динамического фактора в зависимости от значений скорости автомобиля и угловой скорости коленчатого вала двигателя

Обороты								
		$\omega_{\min}=88$	200	313	425	537	593	$\omega_{\max}=649$
Передача	Пара-метр							
1	$V_a \text{ м/с}$	1,82	4,14	6,46	8,78	11,1	12,26	13,42
	D1	0,3986	0,4327	0,4408	0,4230	0,3792	0,3477	0,3164
2	$V_a \text{ м/с}$	3,39	7,72	12,05	16,37	20,7	22,86	25,03
	D2	0,2135	0,2306	0,2329	0,2204	0,1930	0,1738	0,1545
3	$V_a \text{ м/с}$	4,87	11,09	17,31	23,53	29,75	32,86	35,97
	D3	0,1481	0,1581	0,1564	0,1429	0,1176	0,1005	0,0830
4	$V_a \text{ м/с}$	7,03	16	24,96	33,93	42,9	47,38	51,86
	D4	0,1018	0,1048	0,0966	0,0771	0,0465	0,0269	0,0064
5	$V_a \text{ м/с}$	8,44	19,2	29,96	40,73	51,49	56,87	62,25
	D5	0,0839	0,0829	0,0697	0,0443	0,0068	-0,0163	-0,0414

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колёс, определяют динамический фактор по сцеплению:

$$D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_B}{G_a} = 0,48 \quad (3.1.16)$$

3.1.7 Разгон автомобиля

а) Ускорение при разгоне

Ускорение во время разгона определяют для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге ($i=0$) с твёрдым покрытием хорошего качества при максимальном использовании мощности двигателя и отсутствия буксования ведущих колёс. Ускорение находят из:

$$J = \frac{(D - f) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (3.1.17)$$

где δ_{BP} - коэффициент учета вращающихся масс.

Значение коэффициента учета вращающихся масс

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{(I_M \cdot \eta_{mp} \cdot U_{mp} + I_k) \cdot g}{G_a \cdot r_k^2}, \quad (3.1.18)$$

где I_M - момент инерции вращающихся частей двигателя;

$U_{TP} = U_0 \cdot U_k$ - передаточное число трансмиссии;

I_k - суммарный момент инерции ведущих колес.

Результаты расчетов на каждой передаче коэффициентов учета вращающихся масс:

$$\delta_{BP1} = 1,021$$

$$\delta_{BP2} = 1,014$$

$$\delta_{BP3} = 1,012$$

$$\delta_{BP4} = 1,010$$

$$\delta_{BP5} = 1,009$$

Результаты расчетов ускорений и обратных ускорений $1/j$ сведены в таблице 7.

Таблица 7 – Значения ускорений и обратных ускорений на различных передачах

п, об/мин	Ускорение на передаче, м/с ²	Обратные ускорения на передаче, с ² /м
--------------	---	--

	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
840	3,69	1,92	1,29	0,84	0,66	0,27	0,52	0,78	1,19	1,52
1913	4,01	2,08	1,38	0,85	0,63	0,25	0,48	0,72	1,18	1,59
2986	4,09	2,10	1,35	0,75	0,47	0,24	0,48	0,74	1,33	2,13
4058	3,91	1,97	1,20	0,52	0,16	0,26	0,51	0,83	1,92	6,25
5131	3,49	1,69	0,93	0,17	-0,27	0,29	0,59	1,08	5,88	-3,70
5667	3,19	1,50	0,75	-0,05	-0,54	0,31	0,67	1,33	-20,00	-1,85
6200	2,88	1,30	0,57	-0,28	-0,83	0,35	0,77	1,75	-3,57	-1,20

б) Время и путь разгона

Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. С этой целью кривую обратных ускорений разбиваем на интервалы и считаем, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = \text{const}$, которому соответствуют значения $(1/j_{cp})_k = \text{const}$.

$$\Delta t_k = (1/J_{cp})_k \cdot (V_k - V_{k-1}) \quad (3.1.19)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 8.

Таблица 8 – Таблица значений времени разгона

Скорость, м/с	0	7,46	13,10	18,74	24,38	30,02	35,66	41,30	46,94
Время разгона, с	0	1,49	3,19	5,70	9,36	14,58	22,33	39,96	72,67

Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости $t=f(V)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля.

$$\Delta S_k = V_{cpk} \cdot \Delta t_k \quad (3.1.20)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 9.

Таблица 9 – Таблица значений пути разгона

Скорость,	0	7,46	13,10	18,74	24,38	30,02	35,66	41,30	46,94
-----------	---	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

м/с									
Путь разгона, м	0	5,92	22,28	53,86	105,75	185,27	313,58	525,93	835,28

3.1.8 Мощностной баланс автомобиля

Результаты расчета сведены в таблицу 10 и 11.

Таблица 10 – Расчет мощностного баланса для 4-той передачи

V_a , м/с	7,03	16,00	26,96	33,93	42,90	47,38	51,86
N_d , кВт	1,80	4,50	8,16	13,33	20,55	25,08	30,33
N_B , кВт	0,17	1,95	7,39	18,56	37,52	50,54	66,28

Таблица 11 – Мощностной баланс а/м для различных передач

1	V_a , м/с	1,82	4,14	6,46	8,78	11,1	12,26	13,42
	N_T , кВт	12,06	29,82	47,48	62,08	70,66	71,76	71,76
2	V_a , м/с	3,39	7,72	12,05	16,37	20,7	22,86	25,03
	N_T , кВт	12,06	29,82	47,48	62,08	70,66	71,76	71,76
3	V_a , м/с	4,87	11,09	17,31	23,53	29,75	32,86	35,97
	N_T , кВт	12,06	29,82	47,48	62,08	70,66	71,76	71,76
4	V_a , м/с	7,03	16	24,96	33,93	42,9	47,38	51,86
	N_T , кВт	12,06	29,82	47,48	62,08	70,66	71,76	71,76
5	V_a , м/с	8,44	19,2	29,96	40,73	51,49	56,87	62,25
	N_T , кВт	12,06	29,82	47,48	62,08	70,66	71,76	71,76

3.1.9 Расчет топливной экономической характеристики а/м

Для получения топливно-экономической характеристики следует

рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e \min} \cdot K_{II} \cdot K_E \cdot (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}, \quad (3.1.21)$$

где K_E – коэффициент, учитывающий изменение эффективного расхода топлива в зависимости от ω_e ;

K_{II} – коэффициент, учитывающий изменение эффективного расхода топлива в зависимости от N двигателя;

$g_{e \min} = 230$ г/(кВт·ч) - удельный эффективный расход топлива;

ρ_T – плотность топлива.

$$K_{II} = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523, \quad (3.1.22)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227, \quad (3.1.23)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}, \quad (3.1.24)$$

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_N}, \quad (3.1.25)$$

В таблицу 12 сведены результаты расчета для топливной экономической характеристики а/м.

Таблица 12 – Топливная экономическая характеристика

V, м/с	8,44	19,20	29,96	40,73	45,00
E	0,15	0,34	0,53	0,72	0,80

И	0,163	0,216	0,328	0,514	0,962
$K_{И}$	1,27	1,20	1,08	0,94	0,93
$K_{Е}$	1,13	1,03	0,98	0,96	0,96
Q_{S} , л/100 км	3,53	4,43	5,81	7,49	13,44

Все графики тягового расчета представлены на чертеже 16.ДП.01.028.80.000.

3.2 Расчет основных параметров сцепления

3.2.1 Оценка возможности применения базового варианта сцепления при максимальном крутящем моменте двигателя 173 Нм

Базовое сцепление размерностью 200 мм было рассчитано для крутящего момента 148 Нм, поэтому необходимо выполнить ряд проверочных расчетов по оценке возможности применения данного сцепления.

Исходные данные для проверочного расчета базового сцепления представим в табличном виде, в таблице 13, при этом данные по автомобилю были приведены ранее при расчете тягово-динамических свойств п. 3.1.1.

Таблица 13 – Исходные данные базового сцепления

Число ведомых дисков	1
Внешний диаметр фрикционной накладки D , мм.	200
Внутренний диаметр фрикционной накладки d , мм	140
Зажимная нагрузка P , Н.	4000
Момент замыкания демпфера, Нм.	195

а) Определение расчётного момента трения сцепления.

В качестве расчётного момента сцепления принимается:

$$M_{cy} = \beta \cdot M_{e \max}, \quad (3.2.1)$$

где β - коэффициент запаса сцепления, принимаем равным 1,3

$$M_{cy} = 1,3 \cdot 173 = 225 \text{ Нм}$$

При этом момент базового сцепления 195 Нм, что меньше необходимого

225 Нм. В связи с этим необходимо увеличение момента замыкания демпфера до значения 225 Нм минимум.

б) Определение минимально необходимой зажимной нагрузки.

Момент передаваемый сцеплением также описывается уравнением

$$M_{сц.} = P \cdot K_{тр.} \cdot R_{ср.} \cdot i \quad (3.2.2)$$

где P – зажимная нагрузка, Н;

$R_{ср.}$ – средний радиус трения, определяется по размерам накладки, м;

i – число поверхностей трения, для однодискового сцепления $i = 2$;

$K_{тр.}$ – коэффициент трения, принимаем равным 0,3.

Средний радиус приложения результирующей касательной силы трения определяется по формуле:

$$R_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (3.2.3)$$

$$R_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{(0,10^3 - 0,07^3)}{(0,10^2 - 0,07^2)} = 0,086 \text{ м.}$$

Откуда

$$P = \frac{M_{сц.}}{K_{тр.} \cdot R_{ср.} \cdot i} = \frac{225}{0,3 \cdot 0,086 \cdot 2} = 4360 \text{ Нм} \quad (3.2.4)$$

При этом зажимная нагрузка базового сцепления 4000 Н, что меньше необходимого 4360 Н. В связи с этим необходимо увеличение зажимной нагрузки до значения 4400 Н минимум.

в) Определение размерности накладки по моменту двигателя.

В приводимом расчете за основу взяты свойства фрикционной накладки F-410 ф. «Valeo», применяемые в базовом сцеплении.

Статистической обработкой базы данных, включающей описание более 600 автомобилей с объемом двигателя от 0,9 до 3 л., получена зависимость при

вероятности 50%:

$$M_e = 3951 \cdot F_{\text{полн.}}, \quad (3.2.5)$$

при $S=18,7$ Н·м, $R=0,989$

где M_e – максимальный момент двигателя, Н·м.;

$F_{\text{полн}}$ - суммарная площадь фрикционных накладок, м²;

S – среднеквадратическое отклонение;

R – коэффициент корреляции, показывающий тесноту связи между исследуемыми величинами.

Комментарии к формуле:

- зависимость получена при 50% уровне значимости, т.е. представляет средние значения момента для каждой площади накладок;
- принято, что исследуемое распределение подчиняется нормальному закону;
- суммарная площадь фрикционных накладок – это в однодисковом сцеплении площадь накладок с двух сторон;
- при коэффициенте корреляции равном 1 связь между исследуемыми величинами чисто математическая, при уменьшении коэффициента корреляции к математической составляющей связи примешивается стохастическая, при коэффициенте корреляции равном 0 существует только стохастическая составляющая связи.

По известному моменту двигателя определяет площадь фрикционных накладок

$$F_{\text{полн}} = \frac{M_e}{3951} = \frac{173}{3951} = 0,038 \text{ м}^2 \quad (3.2.6)$$

Сравниваем с площадью фрикционных накладок базового сцепления.

$$F_{\text{полн}} = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2) \quad (3.2.7)$$

$$F_{\text{полн}} = \frac{3,14}{2} (0,2^2 - 0,14^2) = 0,032 \text{ м}^2$$

Так как базовая размерность накладок сцепления 200x140 не удовлетворяют по результатам расчета, берем следующую размерность сцепления из стандартного ряда – 215x150 и проводим проверочный расчет.

Суммарная площадь фрикционных накладок для размерности 215x150

$$F_{полн} = \frac{3,14}{2} (0,215^2 - 0,15^2) = 0,037 \text{ м}^2$$

Поэтому принимаем решение по увеличению площади фрикционных накладок путем увеличения их наружного и внутреннего диаметра (переход на большую размерность сцепления).

3.2.2 Расчетные общих параметров модернизированного сцепления

Исходные данные:

$m_a = 1695 \text{ кг}$ – полная масса автомобиля;

$R_k = R_{cm} = 0,296 \text{ м}$ – радиус качения колеса;

$U_I = 3,63$ – передаточное число 1-ой передачи;

$U_o = 3,94$ – передаточное число главной передачи;

$n_N = 6000 \text{ об/мин}$ – число оборотов при N_{max} ;

$N_{max} = 90 \text{ кВт}$ (122 л.с) – максимальная мощность двигателя;

$M_{e_{max}} = 173 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (17,7 кг·м) - максимальный момент двигателя;

$n_M = 3750 \text{ об/мин}$ - число оборотов при $M_{e_{max}}$;

$D_H = 215 \text{ мм}$ – наружный диаметр накладок сцепления;

$d_{BH} = 150 \text{ мм}$ – внутренний диаметр накладок сцепления;

$m_{max} = 7,748 \text{ кг}$ - масса маховика;

$n = 1$ – число пар трения;

$\mu = 0,3$ – коэффициент трения накладок о поверхности маховика и нажимного диска;

$\beta = 1,3$ – коэффициент запаса сцепления;

$f_k = 0,014$ – коэффициент сопротивления качению колес;

$\eta_{mp} = 0,92$ – КПД трансмиссии.

а) Определение расчётного момента трения сцепления

В качестве расчётного момента сцепления принимается:

$$M_{сц} = \beta \cdot M_{e \max}, \quad (3.2.8)$$

где β – коэффициент запаса сцепления

$$M_{сц} = 1,3 \cdot 173 = 225 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

б) Определение размеров фрикционных накладок

Наружный и внутренний диаметры ведомого диска были определены в п.3.2.1.

$$D = 0,215 \text{ м},$$

$$d = 0,150 \text{ м}.$$

в) Определение среднего радиуса приложения результирующей касательной силы трения.

Средний радиус приложения результирующей касательной силы трения определяется по формуле:

$$R_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (3.2.9)$$

$$R_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{(0,1075^3 - 0,075^3)}{(0,1075^2 - 0,075^2)} = 0,092 \text{ м}.$$

д) Определение площади трения ведомого диска сцепления

Площадь трения ведомого диска – это площадь поверхности фрикционных накладок, которая вычисляется по формуле:

$$F_{полн} = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2) \quad (3.2.10)$$

$$F_{полн} = \frac{3,14}{2} (0,215^2 - 0,15^2) = 0,037 \text{ м}^2$$

е) Расчёт показателей нагруженности сцепления

К показателям нагруженности относят работу буксования и нагрев ведущего диска при начале движения автомобиля.

Работа буксования A_b определяется по формуле:

$$A_b = \frac{0,5 \cdot J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_{e \max}}{M_{e \max} - M_{\psi}}, \quad (3.2.11)$$

где J_a – момент инерции, приведённый к коленчатому валу маховика двигателя, заменяющий поступательно движущуюся массу автомобиля, $кг \cdot м^2$;

ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя, $рад/с$;

M_c – момент сопротивления движению автомобиля, $Н \cdot м$.

Момент инерции J_a определяется:

$$J_a = \frac{m_a \cdot r_k^2}{(U_0 \cdot U_I)^2}, \quad (3.2.12)$$

$$J_a = \frac{1695 \cdot 0,296^2}{(3,94 \cdot 3,63)^2} = 0,726 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

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

$$\omega_e = \frac{\omega_M}{3} + 50\pi, \quad (3.2.13)$$

$$\omega_e = \frac{393}{3} + 50\pi = 288 \text{ рад/с}.$$

Момент сопротивления движению автомобиля при трогании с места, приведенный к первичному валу КП:

$$M_c = \frac{G_a \cdot R_k \cdot f_k}{U_I \cdot U_o \cdot \eta_{mp}} \quad (3.2.14)$$

$$M_c = \frac{1695 \cdot 0,296 \cdot 0,014}{3,63 \cdot 3,94 \cdot 0,92} = 0,534 \text{ кг} \cdot \text{м} \quad (5,23 \text{ Н} \cdot \text{м})$$

Тогда работа буксования:

$$A_b = \frac{0,5 \cdot 0,726 \cdot 288^2 \cdot 173}{173 - 5,23} = 31047 \text{ Дж},$$

Удельная работа буксования определяется по формуле:

$$A\bar{b}_{\text{уд.}} = \frac{A\bar{b}}{F_{\text{полн}}}, \quad (3.2.15)$$

$$A\bar{b}_{\text{уд.}} = 31047 / 0,037 = 839115 \text{ Дж/м}.$$

Расчёт ведущего диска на нагрев заключается в определении повышения средней температуры ведущего диска Δt . Примем, что теплоотдача в окружающую среду отсутствует, и вся работа буксования идёт на нагрев деталей:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot A\bar{b}}{m_N \cdot c}, \quad (3.2.16)$$

где γ – отдача теплоты, приходящаяся на рассчитываемую деталь (для однодискового сцепления $\gamma = 0,5$);

m_N – масса нажимного диска, кг;

c – удельная массовая теплоёмкость чугуна ($c = 481,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$).

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 31047}{3,3 \cdot 481,5} = 9,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Допустимый перепад температур за одно включение для одиночного автомобиля не должен превышать $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.2.3 Определение необходимого зажимного усилия

Определим зажимное усилие, необходимое для передачи крутящего момента 173 Нм с коэффициентом запаса $\beta = 1,13$

$$P_n = \frac{3 \cdot M_{\text{сц}} \cdot (D_H^2 - d_{BH}^2)}{2 \cdot \mu \cdot n \cdot (D_H^3 - d_{BH}^3)} \quad (3.2.17)$$

$$P_n = \frac{3 \cdot 225 \cdot (0,215^2 - 0,15^2)}{2 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot (0,215^3 - 0,15^3)} = 4066 \text{ Н}$$

С учетом коэффициента запаса получаем

$$P = P_n \cdot \beta \quad (3.2.18)$$

$$P = 4066 \cdot 1,13 = 4595$$

Для расчета примем $P = 4600 \text{ Н}$.

3.2.4 Расчёт модернизированной нажимной пружины

Для определения нажимного усилия модернизированной тарельчатой пружины используется следующее эмпирическое соотношение:

$$P_H = \frac{\pi \cdot E' \cdot h}{6 \cdot (b-c)^2} \cdot \lambda_1 \cdot \ln \frac{b}{a} \cdot \left(\left[H - \lambda_1 \cdot \frac{b-a}{b-c} \right] \cdot \left[H - 0,5 \cdot \lambda_1 \cdot \frac{b-a}{b-c} \right] + h^2 \right), \quad (3.2.19)$$

здесь
$$E' = \frac{E}{1 - \mu_{II}} \quad (3.2.20)$$

где E – модуль упругости первого рода ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$);

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

λ_1 – деформация пружины, мм;

H – высота сплошной части пружины, мм;

h – толщина пружины, мм;

a, b, c – геометрические параметры пружины.

$$E' = \frac{2 \cdot 10^{11}}{1 - 0,26} = 2,145 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$$H = 0,0047 \text{ м}; h = 0,00242 \text{ м}; a = 0,0745 \text{ м}; a = 0,0745 \text{ м}; b = 0,0943 \text{ м}; c = 0,0728 \text{ м}.$$

Проведем расчёт для базовой и модернизированной пружины. Результаты расчёта зависимости между нажимным усилием пружины и её деформацией сведём таблицу 14 и приведём в виде графика на рисунке 2.

Таблица 14 – Параметры усилие – деформация

$\lambda, \text{мм}$	Базовый вариант	Модернизированный вариант
	$P_H, \text{Н}$	$P_H, \text{Н}$
5,16	0	0
6,16	2870	3152
7,16	4352	4829

8,16	4781	5384
9,16	4488	5173
10,16	3810	4551
11,16	3079	3874
12,16	2630	3495
13,16	2795	3771
14,16	3910	5057
15,16	6308	7707

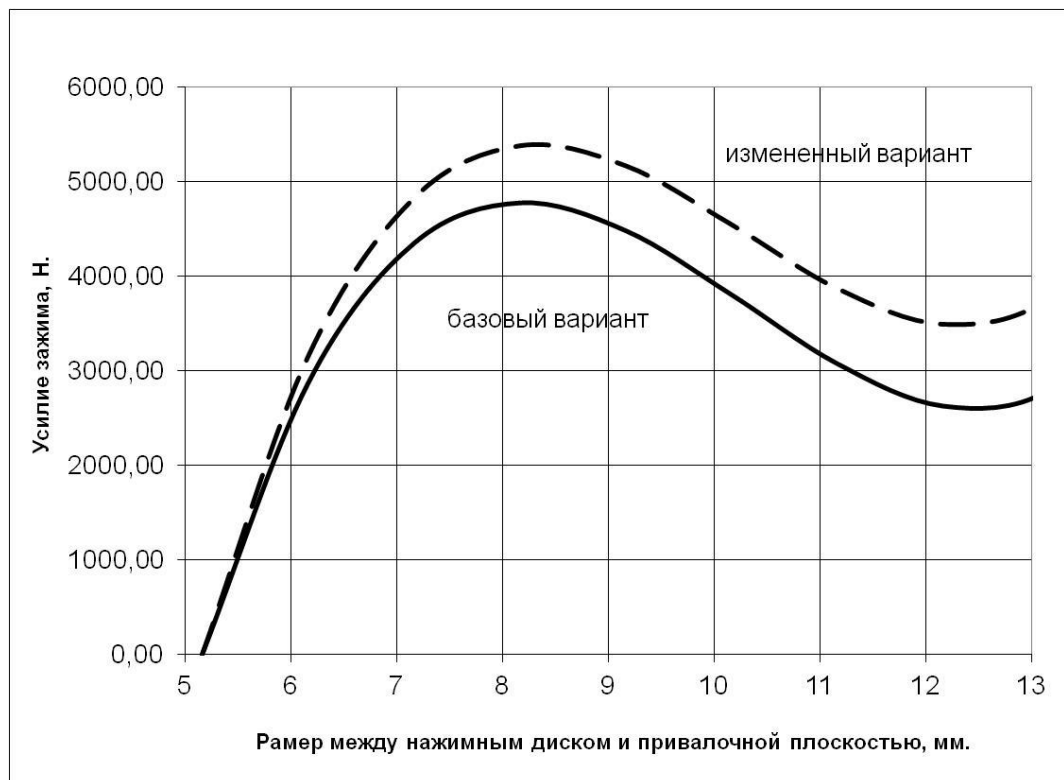


Рисунок 2 – Характеристика модернизированной и базовой нажимной пружины

Как видно из рисунка 2 характеристика нажимной пружины соответствует поставленным условиям расчета. Зажимная нагрузка составляет более 4600 Н.

3.2.5 Прочностной расчёт нажимной пружины нажимного диска сцепления

Наиболее опасным сечением является сечение, проходящее по малому торцу пружины, а наиболее нагруженным является основание лепестка. Наибольшего значения напряжения достигают в момент выключения сцепления, когда пружина становится плоской. Эквивалентное напряжение δ_3 в

опасной точке по теории максимальных касательных напряжений состоит из нормальных напряжений в окружном направлении δ_t и напряжении изгиба δ_H .

Таким образом:

$$\delta_s = \delta_N + \delta_t = \frac{P_{\text{вык}}}{h^2 \cdot \eta} + \frac{E^I \cdot (d-a) \cdot \alpha^2 + h \cdot \alpha}{2 \cdot a}, \quad (3.2.21)$$

где $P_{\text{вык}}$ – усилие выключения сцепления, Н;

η – коэффициент полноты лепестка;

n – число лепестков;

$S_{\text{л}}$ – ширина лепестка на радиусе $0,5 \cdot (a+l)$, м;

α – угол подъёма пружины, град;

$H_{\text{п}}$ – полная высота пружины, м;

d – расстояние центра поворота сечения конической неразрезной части пружины от её оси, м.

$$P_{\text{вык}} = \frac{P_H \cdot (b-f)}{f-e} = \frac{5100 \cdot (0,0943 - 0,0835)}{0,0835 - 0,0140} = 792,2 \text{ Н}. \quad (3.2.22)$$

Причём:

$$d = \frac{(b-a)}{\ln \frac{b}{a}}, \quad (3.2.23)$$

$$d = (94,3 - 74,5) \cdot 10^{-3} / \ln \frac{94,3}{74,5} = 84 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$\alpha = \frac{H_{\text{п}}}{(b-e)}, \quad (3.2.24)$$

$$\alpha = \frac{22,8}{(94,3 - 14)} = 0,28,$$

$$\eta = \frac{S_{\text{л}} \cdot n}{[\pi \cdot (a+l)]}, \quad (3.2.25)$$

$$\eta = \frac{19,2 \cdot 12}{[\pi \cdot (74,5 + 20)]} = 0,78.$$

Тогда получим:

$$\delta_s = \delta_N + \delta_t = \frac{P_{\text{вык}}}{n^2 \cdot \eta} + \frac{E^I \cdot (d-a) \cdot \alpha^2 + h \cdot d}{2 \cdot a},$$

$$\delta_s = \frac{792,2}{2,42^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,78} + \frac{2,145 \cdot 10^{11} \cdot (84 \cdot 10^{-3} - 74,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,28^2 + 2,42 \cdot 10^{-3} \cdot 0,28}{2 \cdot 74,5 \cdot 10^{-3}} \approx 454 \text{ МПа.}$$

Допустимое напряжение изгиба нажимной пружины примерно составляет 1000 МПа. Таким образом $\delta_s < \delta$, что соответствует требованиям.

3.2.6 Расчёт тангенциальных пластин крепления нажимного диска к кожуху

Расчёт производим исходя из параметров нажимного диска в сборе, так как соединительные пластины в данном узле испытывают наибольшие нагрузки.

а) Расчёт на изгиб для нажимного диска в свободном состоянии.

Исходные данные:

- | | |
|-----------------------------------|---------------------------------------|
| 1) Ширина соединительной пластины | $b = 14,4_{-0,25}^{+0,13} \text{ мм}$ |
| 2) Толщина материала пластины | $f = 0,7_{-0,05} \text{ мм}$ |
| 3) Модуль упругости | $E = 190000 \text{ Н/мм}^2$ |

Схема для расчета приведена на рисунке 3.

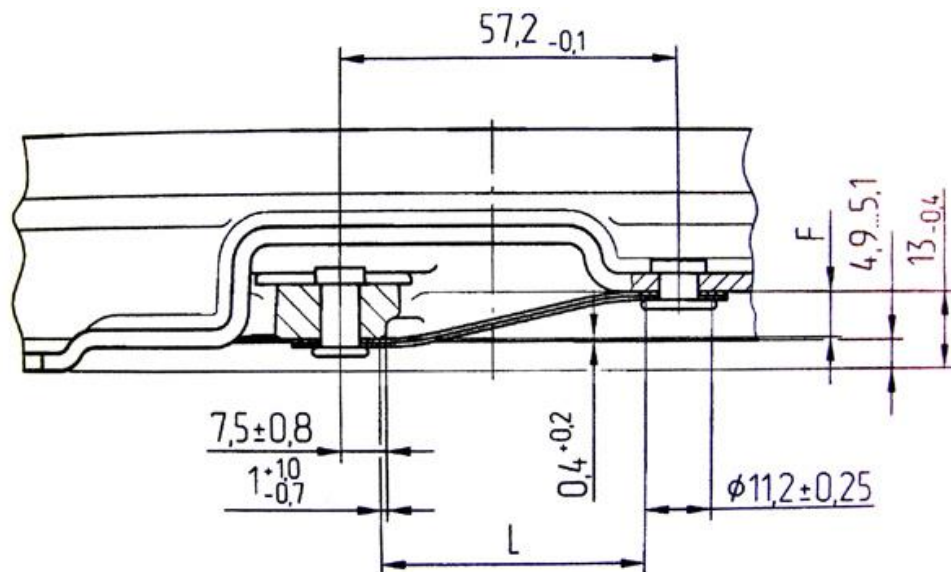


Рисунок 3 – Схема расположения тангенциальных пластин

Длина рабочего участка пластины L . $57,2_{-0,1} - 7,5 \pm 0,8 + 1_{-0,7}^{+1,0} - L - (11,2 \pm 0,25)/2 = 0$

Минимум $L = 57,1 - 8,3 + 0,3 - 11,45/2 = 43,375 \text{ мм}$

Деформация соединительной пластины $F. 13_{-0,4} - F - 0,4^{+0,2} - 4,9...5,1 = 0$

Максимум $F = 13 - 0,4 = 7,7 \text{ мм}$

Максимальное напряжение изгиба σ_{\max}

$$\sigma_{u \max} = \frac{3 \cdot E \cdot f \cdot F}{L^2} \quad (3.2.26)$$

$$\sigma_{u \max} = \frac{3 \cdot 190000 \cdot 0,7 \cdot 7,7}{43,375^2} = 1633 \text{ МПа}$$

Скорректируем напряжения с учётом установленного экспериментальном путём коэффициента (методика ф. «АР»).

$$\sigma_{uk} = \frac{\sigma_{uk}}{k} \quad (3.2.27)$$

$$\sigma_{uk} = \frac{1633}{1,3} = 1256 \text{ МПа}$$

Предел прочности материала пластины σ_B .

Материал пластины – сталь У8А, твердость – 62 HR_{30N}, $\sigma_B = 1284 \text{ МПа}$

$$\text{Процент напряжений } \frac{\sigma_{uk}}{\sigma_A} \cdot 100\% = \frac{1256}{1284} \cdot 100\% = 97,8\%$$

Должно быть не более 100 %.

б) Расчёт усилия отвода нажимного диска.

Исходные данные:

- | | |
|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 1) Ширина соединительной пластины | $b = 14,4_{-0,25}^{+0,13} \text{ мм}$ |
| 2) Толщина материала пластины | $f = 0,7_{-0,05} \text{ мм}$ |
| 3) Модуль упругости | $E = 190000 \text{ Н / мм}^2$ |
| 4) Число пластин | $n = 6$ |
| 5) Масса нажимного диска | $m = 3,2 \text{ кг}$ |
| 6) Высота ступеньки на моховике | $0,5 \pm 0,1 \text{ мм}$ |
| 7) Толщина ведомого диска | $7,8 \pm 0,25 \text{ мм}$ |
| 8) Максимальный отход нажимного диска | $2,2 \text{ мм}$ |

Схема для расчета приведена на рисунке 4

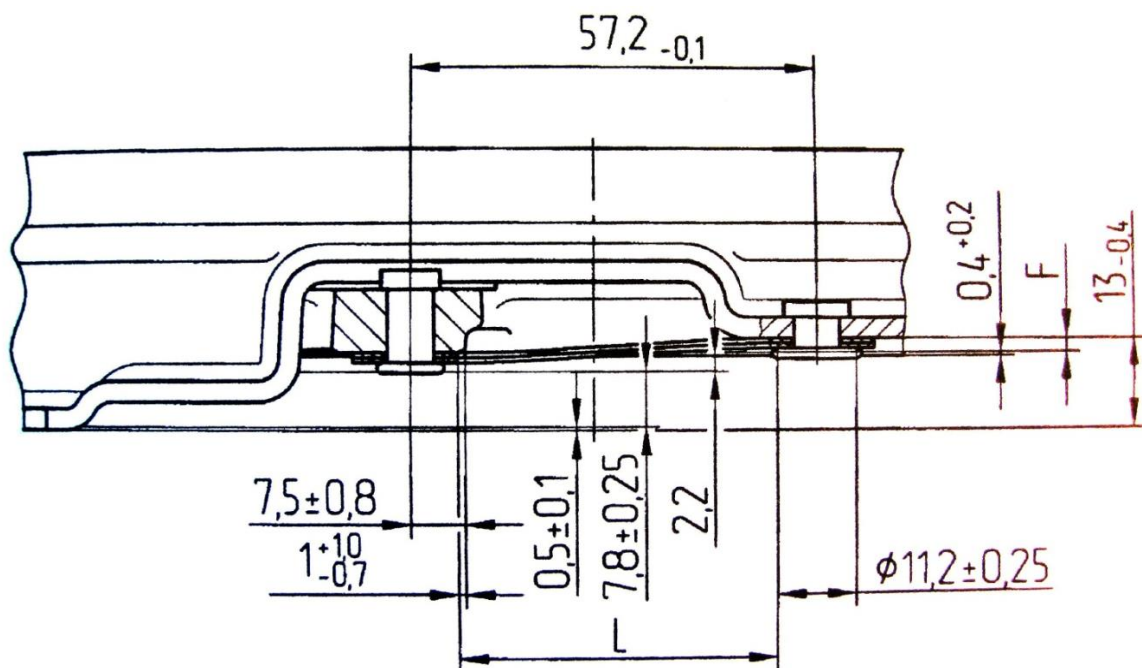


Рисунок 4 – Схема расположения тангенциальных пластин

Длина рабочего участка пластины L . $57,2_{-0,1} - 7,5 \pm 1_{-0,7}^{+1,0} - L - (11,2 \pm 0,25)/2 = 0$

Минимум $L = 57,2 - 6,7 + 2,0 - 10,95/2 = 47,025$ мм

Деформация соединительной пластины F . $13_{-0,4} - 0,5 \pm 0,1 - 7,8 \pm 0,25 - 2,2 - 0,4^{+0,2} - F = 0$

Максимум $F = 12,6 - 0,6 - 8,05 - 2,2 - 0,6 = 1,15$ мм

Нагрузка, создаваемая одной пластиной P_1 .

$$P_1 = \frac{E \cdot b \cdot f^3 \cdot F}{L^3} \quad (3.2.28)$$

$$P_1 = \frac{190000 \cdot 14,15 \cdot 0,65^3 \cdot 1,15}{47,025^3} = 8,165 \text{ Н}$$

Усилие всех соединительных пластин P .

$$P = P_1 \cdot n \quad (3.2.29)$$

$$P = 8,165 \cdot 6 = 48,99 \text{ Н}$$

Отношение к массе нажимного диска

$$\frac{P}{m} = \frac{48,99}{3,2} = 15,3$$

Должно быть больше 10, оптимально от 20...40.

в) Расчёт соединительной пластины на устойчивость от продольной нагрузки.

Исходные данные:

- | | |
|---|---------------------------------------|
| 1) Ширина соединительной пластины | $b = 14,4_{-0,25}^{+0,13} \text{ мм}$ |
| 2) Толщина материала пластины | $f = 0,7_{-0,05} \text{ мм}$ |
| 3) Модуль упругости | $E = 190000 \text{ Н / мм}^2$ |
| 4) Межосевое расстояние в соединительной пластине | $L = 59,6_{-0,1} \text{ мм}$ |
| 5) Радиус расположения отверстия в кожухе | $R_2 = 118,7 \text{ мм}$ |
| 6) Радиус расположения отверстия в нажимном диске | $R_1 = 117 \text{ мм}$ |
| 7) Число соединительных пластин | $n = 6$ |
| 8) Максимальный коэффициент трения накладок | $\mu = 0,5$ |
| 9) Максимальное усиление зажатия нажимного диска | $P = 5100 \text{ Н}$ |
| 10) Наружный диаметр накладки | $D = 215 \text{ мм}$ |
| 11) Внутренний диаметр накладки | $d = 150 \text{ мм}$ |
| 12) Число поверхностей трения | $n_T = 1$ |

Средний радиус трения накладки R_{cp} .

$$R_{\bar{r}\delta} = \frac{D + d}{4} \quad (3.2.30)$$

$$R_{cp} = \frac{215 + 150}{4} = 91,25 \text{ мм}$$

Максимальный крутящийся момент, передаваемый сцеплением M_{max} .

$$M_{max} = \mu \cdot R_{cp} \cdot P \cdot n_T \quad (3.2.31)$$

$$M_{max} = 0,5 \cdot 91,25 \cdot 5100 \cdot 1 = 232688 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 232,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Радиус расположения соединительных пластин R

Схема обозначения радиусов приведена на рисунке 5.

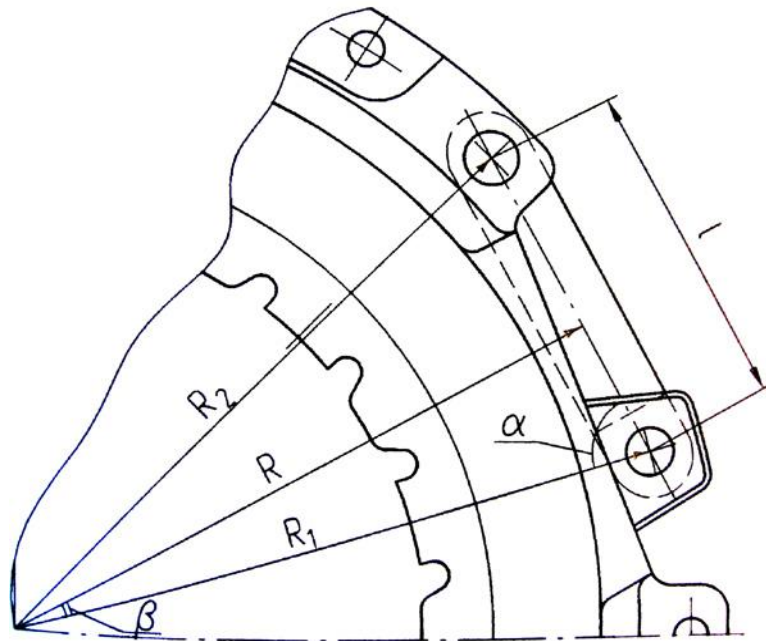


Рисунок 5 – Схема расположения радиусов

По теореме косинусов

$$\cos \alpha = \frac{L^2 + R_1^2 - R_2^2}{2 \cdot L \cdot R_1} \quad (3.2.32)$$

$$\cos \alpha = \frac{57,2^2 + 117^2 - 118,7^2}{2 \cdot 57,2 \cdot 117} = 0,2145$$

$$\alpha = 77,6^\circ, \quad \text{угол } \beta \quad \beta = 90^\circ - 77,6^\circ = 12,4^\circ, \quad \text{радиус } R \quad R = 117 \cdot \cos 12,4^\circ = 114,27 \text{ мм}$$

Максимальная продольная нагрузка на одну пластину $P_{пр}$.

$$D_{ид} = \frac{k_d \cdot M_{\max}}{n_T \cdot n \cdot R} \quad (3.2.33)$$

где $k_d = 2,0$ – коэффициент динамичности

$$P_{пр} = \frac{2 \cdot 232688}{2 \cdot 6 \cdot 114,27} = 339 \text{ Н}$$

Длина рабочего участка пластины L.
 $57,2_{-0,1} - 7,5 \pm 0,8 + 1_{-0,7}^{+1,0} - L - (11,2 \pm 0,25) / 2 = 0$ максимум $L = 57,2 - 6,7 + 2 - 10,95 / 2$
 $= 47,025 \text{ мм}$

Критическая продольная нагрузка, при которой происходит потеря устойчивости $P_{кр}$.

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot b \cdot f^3}{3 \cdot L^2} \quad (3.2.34)$$

$$P_{кр} = \frac{3,14159^2 \cdot 190000 \cdot 14,15 \cdot 0,65^3}{3 \cdot 47,025^2} = 1098,4 \text{ Н}$$

Отношение критической нагрузки к максимальной продольной нагрузке на одну пластину:

$$\frac{P_{кр}}{P_{пр}} = \frac{1098,4}{339} = 3,24, \quad \text{должно быть свыше } 1,5.$$

Таким образом, в сборочном узле используем соединительные пластины 2108-1601260.

3.2.7 Расчет соединения кожуха и нажимного диска с соединительной пластиной.

Исходные данные: заклепка 16.ДП.01.028-1601265

- Толщина материала $f = 0,7_{-0,05} \text{ мм}$
- Диаметр отверстия в пластине $d = 6,48^{+0,12} \text{ мм}$
- Максимальная нагрузка на одну пластину $P_{пр} = 339 \text{ Н}$
- Материал заклепки сталь 0,8,
- Твердость $T = 90 \dots 120 \text{ НВ}_{30}$ $\sigma_B = 300 \dots 420 \text{ МПа}$

Схема расположения заклепки приведена на рисунке 6.

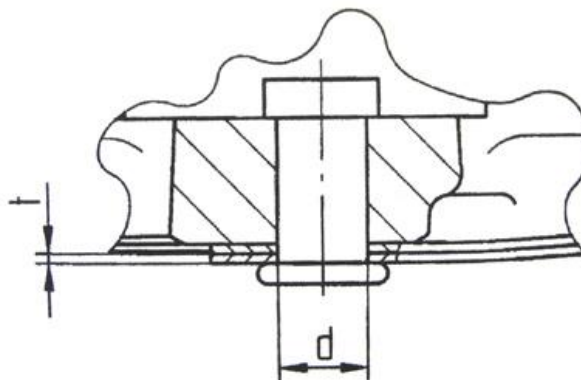


Рисунок 6 – Схема расположения заклепки.

а) Расчет соединения на смятие.

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

$$\sigma_{см} = \frac{P}{d \cdot f} \quad (3.2.35)$$

$$\sigma_{см} = \frac{339}{6,48 \cdot 0,65} = 80 \text{ МПа}$$

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

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

Должно выполняться условие:

$$\sigma_{\bar{n}i} < [\sigma_{\bar{n}i}] \quad (3.2.36)$$

Фактически получили: $80 < 221 \text{ МПа}$. Условие выполняется

б) Расчет соединения на срез.

Площадь поперечного сечения заклепки F .

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.2.37)$$

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

Напряжение среза $\tau_{ср}$.

$$\tau_{ср} = \frac{P \cdot n}{F \cdot k_s} \quad (3.2.38)$$

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

$k_s = 1$ – число плоскостей среза.

$$\tau_{ср} = \frac{677,4 \cdot 2}{32,979 \cdot 1} = 41,08 \text{ МПа}$$

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

Предел текучести материала заклепки: $\sigma_T \approx 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 300 = 150 \text{ МПа}$

Допустимое напряжение среза: $[\tau_{ср}] = 0,5 \cdot \sigma_m = 0,5 \cdot 150 = 75 \text{ МПа}$

Должно выполняться условие:

$$\tau_{ср} < [\tau_{ср}] \quad (3.2.39)$$

Фактически получили: $41 \text{ МПа} < 75 \text{ МПа}$. Условие выполняется.

Диаметр стержня заклепки 16.ДП.01.028-1601265 $d_r = 6,4_{-0,21}$ мм соответствует диаметру стержня заклепки 16.ДП.01.028-1601267 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 16.ДП.01.028-1601265 и 16.ДП.01.028-1601267.

3.2.8 Расчёт демпфера ведомого диска.

Под момент двигателя 148 Нм был создан ведомый диск сцепления, узел. 21703-1601130, размерностью 200 мм, который уже успешно зарекомендовал себя на автомобилях LADA KALINA, LADA PRIORA, LADA GRANTA. Так как из условий задания момент увеличивается со 148 Нм до 173 Нм, возьмем демпферный пакет данного диска за основу конструкции модернизированного ведомого диска сцепления. При этом изменению подвергнутся «пластины пружинные ведомого диска», «фрикционные накладки сцепления» и характеристика основного демпфера. Пружинные пластины и фрикционные накладки изменим под размерность 215 мм, а характеристику основного демпфера изменим под момент 173 Нм за счет добавления двух базовых пружин (изменим основной демпфер со схемы 4x2 пружины на схему 4x4 пружины). Проведем оценку характеристики демпфера базового сцепления.

В рамках дипломного проекта проведем расчет трех типов пружин демпфера для модернизированного ведомого диска, а также расчет итоговой характеристики демпфера и сравним ее с базовым вариантом.

На рисунке 7 приведена схема деформации пружины в окне.

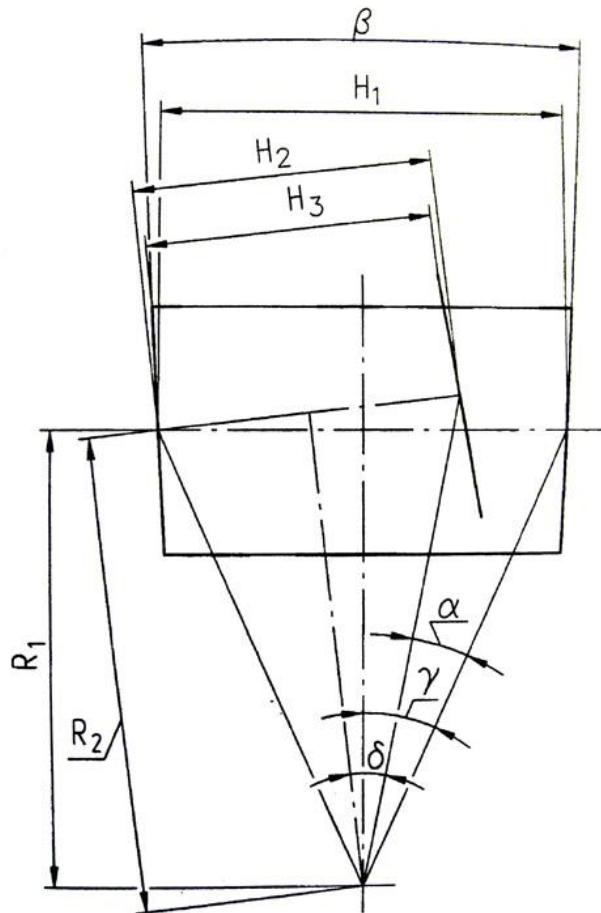


Рисунок 7 – Схема деформации пружины в окне

3.2.8.1 Пружина 16.ДП.01.028-1601150

Исходные данные:

- | | |
|---|----------------------|
| – Высота пружины в окне: | $H_1=11,1$ мм |
| – Предварительный натяг пружины в окне: | $F_1=0,3$ мм |
| – Угол раскрытия кромок окна: | $\beta = 3^\circ$ |
| – Радиус расположения пружины: | $R_1=21,5$ мм |
| – Модуль сдвига: | $G=79290$ МПа |
| – Диаметр проволоки: | $d=1,1$ мм |
| – Допуск на диаметр проволоки: | $\Delta d = 0,03$ мм |
| – Наружный диаметр пружины: | $D=7,0$ мм |
| – Число рабочих витков пружины: | $n=3,5$ |
| – Полное число витков: | $n_1=5,5$ |

– Допуск на полное число витков:

$$\Delta n = 0,5$$

– Число зашлифованных витков:

$$n_3 = 2 \frac{330^0}{360^0} = 1,833$$

– максимальный рабочий угол пружины:

$$\alpha = 8^0$$

– Предел прочности материала проволоки:

$$G_B = 2040 \text{ МПа.}$$

1) Угол γ

$$\gamma = \arctg\left(\frac{H_1}{2R_1}\right), \quad (3.2.39)$$

$$\gamma = \arctg \frac{11,1}{2 \cdot 21,5} = 14,47^0.$$

2) Угол δ

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha}{2}, \quad (3.2.40)$$

$$\delta = 14,47^0 - \frac{8^0}{2} = 10,47^0$$

3) Контрольная высота пружины H_2 .

$$H_2 = 2 \frac{R_1 \cdot \sin \delta}{\cos \gamma}, \quad (3.2.41)$$

$$H_2 = 2 \frac{21,5 \cdot \sin 10,47^0}{\cos 14,47^0} = 8,07 \text{ мм.}$$

4) Радиус расположения пружины при максимальном угле:

$$R_2 = \frac{R_1 \cdot \cos \delta}{\cos \gamma}, \quad (3.2.42)$$

$$R_2 = \frac{21,5 \cdot \cos 10,47^0}{\cos 14,47^0} = 21,83 \text{ мм.}$$

5) Максимальная деформация по наружному контуру пружины F_3 :

$$F_3 = F_1 + (H_1 - H_2) - D \cdot \sin\left(\frac{\alpha - \beta}{2}\right), \quad (3.2.43)$$

$$F_3 = 0,3 + (11,1 - 8,07) + 7,0 \cdot \sin\left(\frac{8^0 - 3^0}{2}\right) = 3,64 \text{ мм.}$$

6) Свободная высота пружины H_0 :

$$H_0 = H_1 + F_1 \quad (3.2.44)$$

$H_0=11,1+0,3=11,4$ мм. Допуск: $\pm 0,2$ мм.

7) Максимальная свободная высота пружины: $H_{0\max}=11,6$ мм.

8) Минимальная свободная высота пружины: $H_{0\min}=12,2$ мм.

9) Контрольная высота пружины: $H_2=8,07$ мм. Принимаем $H_2=8,1$ мм.

10) Минимальная рабочая высота пружины H_3 :

$$H_3=H_0-F_3 \quad (3.2.45)$$

$H_3=11,4-3,64=7,76$ мм. Принимаем $H_3=7,8$ мм.

11) Высота пружины до полностью сжатых витков H_4 :

Номинал:

$$H_{4a}=(n_1+1-n_3)\cdot d, \quad (3.2.46)$$

$$H_{4a}=(5,5+1-1,883)\cdot 1,1=5,08 \text{ мм.}$$

Максимум:

$$H_{4b}=(n_1+\Delta n+1-n_3)\cdot (d+\Delta d), \quad (3.2.47)$$

$$H_{4b}=(5,5+0,5+1-1,883)\cdot (1,1+0,03)=5,78 \text{ мм.}$$

Должно выполняться условие: $H_3 > H_{4b}$, условие выполняется: $7,8 > 5,78$.

12) Средний диаметр пружины D_0 .

$$D_0=D-d. \quad (3.2.48)$$

$$D_0=7,0-1,1=5,9 \text{ мм.}$$

13) Индекс пружины c :

$$c = \frac{D_0}{d}, \quad (3.2.49)$$

$$c = \frac{5,9}{1,1} = 5,364.$$

14) Коэффициент угла R :

$$R = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c}, \quad (3.2.50)$$

$$R = \frac{4 \cdot 5,364 - 1}{4 \cdot 5,364 - 4} + \frac{0,615}{5,364} = 1,287.$$

15) Контрольная нагрузка пружины P_2 :

$$P_2 = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_0^3 \cdot n} \cdot F_2, \quad (3.2.51)$$

где $F_2 = H_0 - H_2$,

$$P_2 = \left(\frac{79290 \cdot 1.1^4}{(8 \cdot 5.9^3 \cdot 3.5)} \right) \cdot (11.4 - 8.0) = 68.6 \text{ Н. Принимаем } P_2 = 68,6 \text{ Н.}$$

Допуск – 7,5%. Принимаем допуск: $0,075 \cdot 68,6 = 5,145 \text{ Н.}$

Контрольная нагрузка пружины: $P_2 = 68,6 \pm 5,1 \text{ Н.}$

16) Максимальная контрольная нагрузка: $P_{2 \max} = 73,7 \text{ Н.}$

17) Минимальная контрольная нагрузка: $P_{2 \min} = 63,5 \text{ Н.}$

18) Жёсткость пружины Z .

$$Z = \frac{P_2}{F_2} = \frac{P_2}{H_0 - H_2}, \quad (3.2.52)$$

$$Z = \frac{68,6}{(11,4 - 8,1)} = 20,79 \text{ Н/мм.}$$

19) Касательное напряжение при контрольной нагрузке τ_2 .

Номинал:

$$\tau_2 = k \cdot \frac{8 \cdot P_2 \cdot D_0}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.2.53)$$

$$\tau_2 = 1,287 \cdot \frac{8 \cdot 68,6 \cdot 5,9}{\pi \cdot 1,1^3} = 997,1 \text{ МПа.}$$

Максимум:

$$\tau_{2 \max} = k \cdot \frac{8 \cdot P_{2 \max} \cdot D_0}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.2.54)$$

$$\tau_{2 \max} = 1,287 \cdot \frac{8 \cdot 73,7 \cdot 5,9}{\pi \cdot 1,1^3} = 1077,2 \text{ МПа.}$$

20) Процент напряжений:

$$\text{Номинал: } \frac{\tau_2}{\delta_g} \cdot 100\% = \frac{997,1}{2040} \cdot 100\% = 48,9 \%,$$

$$\text{Максимум: } \frac{\tau_{\max}}{\delta_g} \cdot 100\% = \frac{1077,2}{2040} \cdot 100\% = 52,8 \%.$$

21) Максимальная жёсткость пружины Z_{\max} :

$$Z_{\max} = \frac{P_{2 \max}}{F_{2 \min}} = \frac{P_{2 \max}}{H_{0 \min} - H_2}, \quad (3.2.55)$$

$$Z_{\max} = 73,7 / (12,2 - 8,1) = 17,97 \text{ Н.}$$

22) Максимальная нагрузка при минимальной рабочей высоте $P_{3\max}$.

$$P_{3\max} = P_{2\max} + Z_{\max} \cdot (H_2 - H_3), \quad (3.2.56)$$

$$P_{3\max} = 73,7 + 17,97 \cdot (8,1 - 7,8) = 79,1 \text{ Н.}$$

23) Максимальное касательное напряжение $\tau_{3\max}$.

$$\tau_{3\max} = k \cdot \frac{8 \cdot P_{3\max} \cdot D_0}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.2.57)$$

$$\tau_{3\max} = 1,287 \cdot \frac{8 \cdot 79,1 \cdot 5,9}{\pi \cdot 1,1^3} = 1149,7 \text{ МПа.}$$

24) Процент напряжений: $\frac{\tau_{3\max}}{\delta_e} \cdot 100\% = \frac{1149,7}{2040} \cdot 100\% = 56,4 \%$, должно быть не

более 100%.

25) Максимальная деформация пружины:

$$F_{4a} = H_0 - H_{4a}. \quad (3.2.58)$$

$$F_{4a} = 11,4 - 5,08 = 6,32 \text{ мм.}$$

26) Максимальная деформация одного витка:

$$f = \frac{F_{4a}}{n}, \quad (3.2.59)$$

$$f = \frac{5,08}{3,5} = 1,451 \text{ мм.}$$

27) Шаг пружины:

$$f = f_{4a} + d. \quad (3.2.60)$$

$$f = 1,451 + 1,1 = 2,551 \text{ мм.}$$

28) Нагрузка при длине $H_{4b} = 5,78$ мм:

$$P_{4a} = Z \cdot (H_0 - H_{4a}), \quad (3.2.61)$$

$$P_{4a} = 20,79 \cdot (11,4 - 5,78) = 116,84 \text{ Н.}$$

29) Нагрузка испытания:

$$P_k = \frac{P_{2\min} (H_0 - H_{4a})}{H_0 - H_2}, \quad (3.2.62)$$

$$P_k = \frac{63,5 \cdot (11,4 - 5,78)}{11,4 - 8,1} = 108,1 \text{ Н.}$$

3.2.8.2 Пружина 16.ДП.01.028-1601151

Исходные данные:

– Высота пружины в окне	$H_1=42,5$ мм.
– Предварительный натяг пружины в окне	$F_1=0,4$ мм.
– Угол раскрытия кромок окна	$\beta = 6^0$
– Радиус расположения пружины	$R_1=43$ мм.
– Модуль сдвига	$G=79290$ МПа.
– Диаметр проволоки	$d = 4,2$ мм.
– Допуск на диаметр проволоки	$\Delta d = 0,03$ мм.
– Наружный диаметр пружины	$D = 23,0$ мм.
– Число рабочих витков пружины	$n = 5,5$
– Полное число витков	$n_1 = 7,5$
– Допуск на полное число витков	$\Delta n = 0,5$
– Число зашлифованных витков	$n_3 = 2 \cdot \frac{320^0}{360^0} = 1,778$
– Максимальный рабочий угол пружины	$\alpha = 13^0$
– Предел прочности материала проволоки	$\delta_e = 1910$ МПа

Расчёт ведём по формулам, из разделе 3.2.8.1

1) угол γ , формула (3.2.39) $\gamma = \arctg\left(\frac{42,5}{2 \cdot 43}\right) = 26,3^0$

2) Угол δ , формула (3.2.40) $\delta = 26,3^0 - \frac{13^0}{2} = 19,8^0$

3) Контрольная высота пружины H_2 , формула (3.2.41) $H_2 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin 19,8^0}{\cos 26,3^0} = 32,5$ мм.

4) Радиус расположения пружины при максимальном угле, формула (3.2.42)

$$R_2 = \frac{43 \cdot \cos 19,8^0}{\cos 26,3^0} = 45,1 \text{ мм.}$$

5) Максимальная деформация по наружному контуру пружины F_3 , формула

$$(3.2.43) \quad F_3 = 0,4 + (42,5 - 32,5) + 23 \cdot \sin\left(\frac{13^\circ - 6^\circ}{2}\right) = 11,8 \text{ мм.}$$

6) Свободная высота пружины H_0 , формула (3.2.44)

$$H_0 = 42,5 + 0,4 = 42,9 \text{ мм. Допуск} - 0,25 \text{ мм.}$$

7) Максимальная свободная высота пружины. $H_{0\max} = 43,15 \text{ мм.}$

8) Минимальная свободная высота пружины. $H_{0\min} = 42,65 \text{ мм.}$

9) Контрольная высота пружины $H_2 = 32,49 \text{ мм.}$ Принимаем $H_2 = 32,5 \text{ мм.}$

10) Минимальная рабочая высота пружины H_3 , формула (3.2.45)

$$H_3 = 42,9 - 11,8 = 31,1 \text{ мм. Принимаем } H_3 = 31,1 \text{ мм.}$$

11) Высота пружины до полностью сжатых витков H_4 .

$$\text{Номинал, формула (3.2.46): } H_{4a} = (7,5 + 1 - 1,778) \cdot 4,2 = 28,2 \text{ мм.}$$

$$\text{Максимум, формула (3.2.47): } H_{4e} = (7,5 + 0,5 + 1 - 1,778) \cdot (4,2 + 0,03) = 30,55 \text{ мм.}$$

Должно выполняться условие $H_3 > H_{4a}$, условие выполняется: $31,1 > 30,55$.

12) Средний диаметр пружины D_0 , формула (3.2.48) $D_0 = 23,0 - 4,2 = 18,8 \text{ мм.}$

$$13) \text{ Индекс пружины } c, \text{ формула (3.2.49) } c = \frac{18,8}{4,2} = 4,48$$

$$14) \text{ Коэффициент угла } k, \text{ формула (3.2.50) } k = \frac{4 \cdot 4,48 - 1}{4 \cdot 4,48 - 4} + \frac{0,615}{4,48} = 1,353.$$

15) Контрольная нагрузка пружины P_2 , формула (3.2.51)

$$P_2 = \frac{79290 \cdot 4,2^4}{8 \cdot 18,8^3 \cdot 5,5} \cdot (42,9 - 32,5) = 877,3 \text{ Н. Принимаем } P_2 = 877 \text{ Н.}$$

Допуск $\pm 7,5\%$. Принимаем допуск $0,075 \cdot 877 = 65,8 \text{ Н.}$

Контрольная нагрузка пружины $P_2 = 877 \pm 65,8 \text{ Н.}$

16) Максимальная контрольная нагрузка пружины. $P_{2\max} = 943 \text{ Н}$

17) Минимальная контрольная нагрузка пружины. $P_{2\min} = 811 \text{ Н}$

18) Жёсткость пружины Z , формула (3.2.52)

$$Z = \frac{877}{(42,9 - 32,5)} = 84,33 \text{ Н/мм.}$$

19) Касательное напряжение при контрольной нагрузке

Номинал, формула (3.2.53): $\tau_2 = 1,353 \cdot \frac{8 \cdot 877 \cdot 18,8}{\pi \cdot 4,2^3} = 767 \text{ МПа}$.

Максимум, формула (3.2.54): $\tau_{2\max} = 1,353 \cdot \frac{8 \cdot 943 \cdot 18,8}{\pi \cdot 4,2^3} = 824,4 \text{ МПа}$.

20) Процент напряжений.

Номинал: $\frac{\tau_2}{\delta_g} \cdot 100\% = \frac{767}{1910} \cdot 100\% = 40,15\%$,

Максимум: $\frac{\tau_{2\max}}{\delta_g} \cdot 100\% = \frac{824,4}{1910} \cdot 100\% = 43,16\%$.

21) Максимальная жёсткость пружины Z_{\max} , формула (3.2.55)

$$Z_{\max} = \frac{943}{42,65 - 32,5} = 92,8 \text{ Н/мм}$$

22) Максимальная нагрузка при минимальной рабочей высоте $P_{3\max}$, формула

(3.2.56) $P_{3\max} = 943 + 92,8 \cdot (32,5 - 31,1) = 1073 \text{ Н}$

23) Максимальное касательное напряжение $\tau_{3\max}$, формула (3.2.57)

$$\tau_{3\max} = 1,353 \cdot \frac{8 \cdot 1073 \cdot 18,8}{\pi \cdot 4,2^3} = 938,3 \text{ МПа}$$

24) Процент напряжений, $\frac{\tau_{3\max}}{\delta_g} \cdot 100\% = \frac{938,3}{1910} \cdot 100\% = 49,13\%$, должно быть не более

60%

25) Максимальная деформация пружины, формула (3.2.58)

$$F_{4a} = 42,9 - 28,2 = 14,7 \text{ мм}$$

26) Максимальная деформация одного витка, формула (3.2.59)

$$f_{4a} = \frac{14,7}{5,5} = 2,67 \text{ мм}$$

27) Шаг пружины, формула (3.2.60)

$$f = 2,67 + 4,2 = 6,87 \text{ мм}$$

28) Нагрузка при длине $H_{4в} - 30,55 \text{ мм}$, формула (3.2.61)

$$P_{4a} = 84,33 \cdot (42,9 - 30,55) = 1041,4 \text{ Н.}$$

29) Нагрузка испытания, формула (3.2.62) $P_k = \frac{811 \cdot (42,9 - 30,55)}{42,9 - 32,5} = 962,6 \text{ Н.}$

3.2.8.3 Пружина 16.ДП.01.028-1601152

Исходные данные:

– Высота пружины в окне	$H_1 = 42,5 \text{ мм.}$
– Предварительный натяг пружины в окне	$F_1 = 0,4 \text{ мм.}$
– Угол раскрытия кромок окна	$\beta = 6^\circ$
– Радиус расположения пружины	$R_1 = 43 \text{ мм.}$
– Модуль сдвига	$G = 79290 \text{ МПа.}$
– Диаметр проволоки	$d = 2,7 \text{ мм.}$
– Допуск на диаметр проволоки	$\Delta d = 0,03 \text{ мм.}$
– Наружный диаметр пружины	$D = 14,0 \text{ мм.}$
– Число рабочих витков пружины	$n = 9$
– Полное число витков	$n_1 = 11$
– Допуск на полное число витков	$\Delta n = 0,5$
– Число зашлифованных витков	$n_3 = 2 \cdot \frac{320^\circ}{360^\circ} = 1,778$
– Максимальный рабочий угол пружины	$\alpha = 13^\circ$
– Предел прочности материала проволоки	$\delta_s = 1910 \text{ МПа}$

Расчёт ведём по формулам, из разделе 3.2.8.1

1) угол γ , формула (3.2.39) $\gamma = \arctg\left(\frac{42,5}{2 \cdot 43}\right) = 26,3^\circ$

2) Угол δ , формула (3.2.40) $\delta = 26,3^\circ - \frac{13^\circ}{2} = 19,8^\circ$

3) Контрольная высота пружины H_2 , формула (3.2.41)

$$H_2 = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin 19,8^\circ}{\cos 26,3^\circ} = 32,5 \text{ мм.}$$

4) Радиус расположения пружины при максимальном угле, формула

$$(3.2.42) R_2 = \frac{43 \cdot \cos 19,8^\circ}{\cos 26,3^\circ} = 45,1 \text{ мм.}$$

5) Максимальная деформация по наружному контуру пружины F_3 , формула

$$(3.2.43) F_3 = 0,4 + (42,5 - 32,5) + 14 \cdot \sin\left(\frac{13^\circ - 6^\circ}{2}\right) = 11,3 \text{ мм.}$$

6) Свободная высота пружины H_0 , формула (3.2.44) $H_0 = 42,5 + 0,4 = 42,9$ мм.
Допуск – 0,25 мм.

7) Максимальная свободная высота пружины. $H_{0\max} = 43,15$ мм.

8) Минимальная свободная высота пружины. $H_{0\min} = 42,65$ мм.

9) Контрольная высота пружины $H_2 = 32,49$ мм. Принимаем $H_2 = 32,5$ мм.

10) Минимальная рабочая высота пружины H_3 , формула (3.2.45)

$$H_3 = 42,9 - 11,3 = 31,63 \text{ мм. Принимаем } H_3 = 31,6 \text{ мм.}$$

11) Высота пружины до полностью сжатых витков H_4 .

$$\text{Номинал, формула (3.2.46): } H_{4a} = (11 + 1 - 1,778) \cdot 2,7 = 27,6 \text{ мм.}$$

$$\text{Максимум, формула (3.2.47): } H_{4e} = (11 + 0,5 + 1 - 1,778) \cdot (2,7 + 0,03) = 29,3 \text{ мм.}$$

Должно выполняться условие $H_3 > H_{4a}$, условие выполняется: $31,1 > 29,3$.

12) Средний диаметр пружины D_0 , формула (3.2.48) $D_0 = 14,0 - 2,7 = 11,3$ мм.

$$13) \text{ Индекс пружины } c, \text{ формула (3.2.49) } c = \frac{11,3}{2,7} = 4,19$$

$$14) \text{ Коэффициент угла } k, \text{ формула (3.2.50) } k = \frac{4 \cdot 4,19 - 1}{4 \cdot 4,19 - 4} + \frac{0,615}{4,19} = 1,382.$$

15) Контрольная нагрузка пружины P_2 , формула (3.2.51)

$$P_2 = \frac{79290 \cdot 2,7^4}{8 \cdot 11,3^3 \cdot 7} \cdot (42,9 - 32,5) = 422,2 \text{ Н. Принимаем } P_2 = 422 \text{ Н.}$$

Допуск $\pm 7,5\%$. Принимаем допуск $0,075 \cdot 422 = 32$ Н.

Контрольная нагрузка пружины $P_2 = 422 \pm 32$ Н.

16) Максимальная контрольная нагрузка пружины. $P_{2\max} = 454$ Н

17) Минимальная контрольная нагрузка пружины. $P_{2\min} = 390$ Н

18) Жёсткость пружины Z , формула (3.2.52)

$$Z = 422 / (42,9 - 32,5) = 40,6 \text{ Н/мм.}$$

19) Касательное напряжение при контрольной нагрузке

Номинал, формула (3.2.53): $\tau_2 = 1,353 \cdot \frac{8 \cdot 422 \cdot 11,3}{\pi \cdot 2,7^3} = 853 \text{ МПа.}$

Максимум, формула (3.2.54): $\tau_{2\max} = 1,353 \cdot \frac{8 \cdot 454 \cdot 11,3}{\pi \cdot 2,7^3} = 918 \text{ МПа.}$

20) Процент напряжений.

Номинал: $\frac{\tau_2}{\delta_6} \cdot 100\% = \frac{853}{1910} \cdot 100\% = 44,65\%$,

Максимум: $\frac{\tau_{2\max}}{\delta_6} \cdot 100\% = \frac{918}{1910} \cdot 100\% = 48,04\%$.

21) Максимальная жёсткость пружины Z_{\max} , формула (3.2.55)

$$Z_{\max} = \frac{454}{42,65 - 32,5} = 44,7 \text{ Н/мм}$$

22) Максимальная нагрузка при минимальной рабочей высоте $P_{3\max}$, формула

(3.2.56) $P_{3\max} = 454 + 44,7 \cdot (32,5 - 31,1) = 492 \text{ Н}$

23) Максимальное касательное напряжение $\tau_{3\max}$, формула (3.2.57)

$$\tau_{3\max} = 1,353 \cdot \frac{8 \cdot 453 \cdot 11,3}{\pi \cdot 2,7^3} = 995 \text{ МПа.}$$

24) Процент напряжений. $\frac{\tau_{3\max}}{\delta_6} \cdot 100\% = \frac{995}{1910} \cdot 100\% = 52\%$, должно быть не более

60%

25) Максимальная деформация пружины, формула (3.2.58)

$$F_{4a} = 42,9 - 27,6 = 15,3 \text{ мм.}$$

26) Максимальная деформация одного витка, формула (3.2.59)

$$f_{4a} = \frac{15,3}{7} = 1,7 \text{ мм.}$$

27) Шаг пружины, формула (3.2.60)

$$f = 1,7 + 2,7 = 4,4 \text{ мм.}$$

28) Нагрузка при длине $H_{4в} - 29,3$ мм, формула (3.2.61)

$$P_{4a} = 40,6 \cdot (42,9 - 29,3) = 553 \text{ Н.}$$

29) Нагрузка испытания, формула (3.2.62)

$$P_k = \frac{390 \cdot (42,9 - 29,3)}{42,9 - 32,5} = 510,7 \text{ Н.}$$

3.2.8.4 Расчет характеристики демпфера

В таблице 15 сведены данные по углу работы ступеней демпфера на прямом ходе (закрутка от двигателя в тяге)

Таблица 15 – Углы работы ступеней демпфера на прямом ходе

Ступень	Угол вступления в работу	Угол работы
1 (демпфер ХХ)	0	8
2 (основной демпфер)	8	13

1 ступень (демпфер холостого хода)

Исходные данные приведены в таблице 16.

Таблица 16 – Исходные данные

Состав ступени	2 пружины 16.ДП.01.028-1601150
Жесткость одной пружины	$Z=20,8$ Н/мм
Радиус расположения пружины	$R_1^0 = 21,5$ мм
Ширина окна	$H_1^0 = 11,1$ мм
Натяг пружины в окне	$F_1^0 = 0,3$ мм
Угол γ	$\gamma = 14,47^\circ$

Угол α_0	$\alpha_0 = 0^\circ$
Угол α	$\alpha = 8^\circ$

Усилие пружины

$$P_1^0 = Z \cdot F_1^0 \quad (3.2.63)$$

$$P_1^0 = 20,8 \cdot 0,3 = 6,24 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^0 = n \cdot P_1^0 \cdot R_1^0 \quad (3.2.64)$$

$$M_1^0 = 2 \cdot 6,24 \cdot 21,5 = 268,3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 0,27 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол δ

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.2.65)$$

$$\delta = 14,47 - \frac{8 - 0}{2} = 10,47^\circ$$

Высота пружины

$$H_1^8 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.66)$$

$$H_1^8 = 2 \cdot \frac{21,5 \cdot \sin(10,47)}{\cos(14,47)} = 8 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_1^8 = \frac{R_1^0 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.67)$$

$$R_1^8 = \frac{21,5 \cdot \cos(10,47)}{\cos(14,47)} = 21,85 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_1^8 = Z \cdot (F_1^0 + H_1^0 - H_1^8) \quad (3.2.68)$$

$$P_1^8 = 21,5 \cdot (0,3 + 11,1 - 8) = 73,1 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^8 = n \cdot P_1^8 \cdot R_1^8 \quad (3.2.69)$$

$$M_1^8 = 2 \cdot 73,1 \cdot 21,85 = 3194 \text{ Нмм} = 3 \text{ Нм}$$

2 ступень (основной демпфер)

Исходные данные приведены в таблице 17.

Таблица 17 – Исходные данные

Состав ступени	4 пружины 16.ДП.01.028-1601151 4 пружины 16.ДП.01.028-1601152
Жесткость пружины 16.ДП.01.028-1601151+16.ДП.01.028-1601152	$Z=84,33+40,6=124,93 \text{ Н/мм}$
Радиус расположения пружины	$R_2^8 = 43 \text{ мм}$
Ширина окна	$H_2^8 = 42,5 \text{ мм}$
Натяг пружины в окне	$F_2^8 = 0,3 \text{ мм}$
Угол γ	$\gamma = 26,3^\circ$
Угол α_0	$\alpha_0 = 0^\circ$
Угол α	$\alpha = 13^\circ$

Усилие пружины

$$P_2^8 = Z \cdot F_2^8 \quad (3.2.70)$$

$$P_2^8 = 124,93 \cdot 0,3 = 37,5 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^8 = n \cdot P_2^8 \cdot R_2^8 \quad (3.2.71)$$

$$M_2^8 = 4 \cdot 37,5 \cdot 43 = 6450 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 6,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол δ

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.2.72)$$

$$\delta = 26,3 - \frac{13 - 0}{2} = 19,8^\circ$$

Высота пружины

$$H_2^{21} = 2 \cdot \frac{R_2^8 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.73)$$

$$H_2^{21} = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(19,8)}{\cos(26,3)} = 32,5 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_2^{21} = \frac{R_2^8 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.74)$$

$$R_2^{21} = \frac{43 \cdot \cos(19,8)}{\cos(26,3)} = 45,1 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_2^{21} = Z \cdot (F_2^8 + H_2^8 - H_2^{21}) \quad (3.2.75)$$

$$P_2^{21} = 124,93 \cdot (0,3 + 42,5 - 32,5) = 1287 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^{21} = n \cdot P_2^{21} \cdot R_2^{21} \quad (3.2.76)$$

$$M_2^{21} = 4 \cdot 1287 \cdot 45,1 = 232175 \text{ Нмм} = 232 \text{ Нм}$$

В таблице 18 сведены данные по углу работы ступеней демпфера на обратном ходе (закрутка в торможении двигателем)

Таблица 18 – Углы работы ступеней демпфера на обратном ходе

Ступень	Угол вступления в работу	Угол работы
1 (демпфер ХХ)	0	3
2 (основной демпфер)	3	8

1 ступень (демпфер холостого хода)

Исходные данные приведены в таблице 19.

Таблица 19 – Исходные данные

Состав ступени	2 пружины 16.ДП.01.028-1601150
Жесткость одной пружины	$Z=20,8$ Н/мм
Радиус расположения пружины	$R_1^0 = 21,5$ мм
Ширина окна	$H_1^0 = 11,1$ мм
Натяг пружины в окне	$F_1^0 = 0,3$ мм
Угол γ	$\gamma = 14,47^\circ$
Угол α_0	$\alpha_0 = 0^\circ$
Угол α	$\alpha = 3^\circ$

Усилие пружины

$$P_1^0 = Z \cdot F_1^0 \quad (3.2.77)$$

$$P_1^0 = 20,8 \cdot 0,3 = 6,24 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^0 = n \cdot P_1^0 \cdot R_1^0 \quad (3.2.78)$$

$$M_1^0 = 2 \cdot 6,24 \cdot 21,5 = 268,3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 0,27 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол δ

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.2.79)$$

$$\delta = 14,47 - \frac{3 - 0}{2} = 13^\circ$$

Высота пружины

$$H_1^3 = 2 \cdot \frac{R_1^0 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.80)$$

$$H_1^3 = 2 \cdot \frac{21,5 \cdot \sin(13)}{\cos(14,47)} = 10 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_1^3 = \frac{R_1^0 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.81)$$

$$R_1^3 = \frac{21,5 \cdot \cos(13)}{\cos(14,47)} = 21,6 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_1^3 = Z \cdot (F_1^0 + H_1^0 - H_1^3) \quad (3.2.82)$$

$$P_1^3 = 21,5 \cdot (0,3 + 11,1 - 10) = 30,1 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_1^3 = n \cdot P_1^3 \cdot R_1^3 \quad (3.2.83)$$

$$M_1^3 = 2 \cdot 30,1 \cdot 21,6 = 1300 \text{ Нмм} = 1,3 \text{ Нм}$$

2 ступень (основной демпфер)

Исходные данные приведены в таблице 20.

Таблица 20 – Исходные данные

Состав ступени	4 пружины 16.ДП.01.028-1601151 4 пружины 16.ДП.01.028-1601152
Жесткость пружины 16.ДП.01.028-1601151+16.ДП.01.028-1601152	$Z=84,33+40,6=124,93 \text{ Н/мм}$
Радиус расположения пружины	$R_2^3 = 43 \text{ мм}$
Ширина окна	$H_2^3 = 42,5 \text{ мм}$
Натяг пружины в окне	$F_2^3 = 0,3 \text{ мм}$
Угол γ	$\gamma = 26,3^\circ$

Угол α_0	$\alpha_0 = 0^\circ$
Угол α	$\alpha = 8^\circ$

Усилие пружины

$$P_2^3 = Z \cdot F_2^3 \quad (3.2.84)$$

$$P_2^3 = 124,93 \cdot 0,3 = 37,5 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^3 = n \cdot P_2^3 \cdot R_2^3 \quad (3.2.85)$$

$$M_2^3 = 4 \cdot 37,5 \cdot 43 = 6450 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 6,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол δ

$$\delta = \gamma - \frac{\alpha - \alpha_0}{2} \quad (3.2.86)$$

$$\delta = 26,3 - \frac{8 - 0}{2} = 22,3^\circ$$

Высота пружины

$$H_2^{11} = 2 \cdot \frac{R_2^3 \cdot \sin(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.87)$$

$$H_2^{11} = 2 \cdot \frac{43 \cdot \sin(22,3)}{\cos(26,3)} = 36,4 \text{ мм}$$

Радиус расположения пружины

$$R_2^{11} = \frac{R_2^3 \cdot \cos(\delta)}{\cos(\gamma)} \quad (3.2.88)$$

$$R_2^{11} = \frac{43 \cdot \cos(22,3)}{\cos(26,3)} = 44,4 \text{ мм}$$

Усилие пружины

$$P_2^{11} = Z \cdot (F_2^3 + H_2^3 - H_2^{11}) \quad (3.2.89)$$

$$P_2^{11} = 124,93 \cdot (0,3 + 42,5 - 36,4) = 800 \text{ Н}$$

Крутящий момент

$$M_2^{11} = n \cdot P_2^{11} \cdot R_2^{11} \quad (3.2.90)$$

$$M_2^{11} = 4 \cdot 800 \cdot 44,4 = 142080 \text{ Нмм} = 142 \text{ Нм}$$

Результаты расчета сведем в таблицы 21 и 22

Таблица 21 – Прямая характеристика модернизированного демпфера (натяг)

Угол градусы	Момент, Н·м		
	1 ступень	2 ступень	Суммарный
0	0,3	-	0,3
8	3	6,5	9,5
21	-	232	232

Таблица 22 – Обратная характеристика модернизированного демпфера (накат)

Угол градусы	Момент, Н·м		
	1 ступень	2 ступень	Суммарный
0	0,3	-	0,3
3	1,3	6,5	7,8
11	-	142	142

Результаты расчета характеристики для базового демпфера и модернизированного представим в виде графика на рисунке 8.

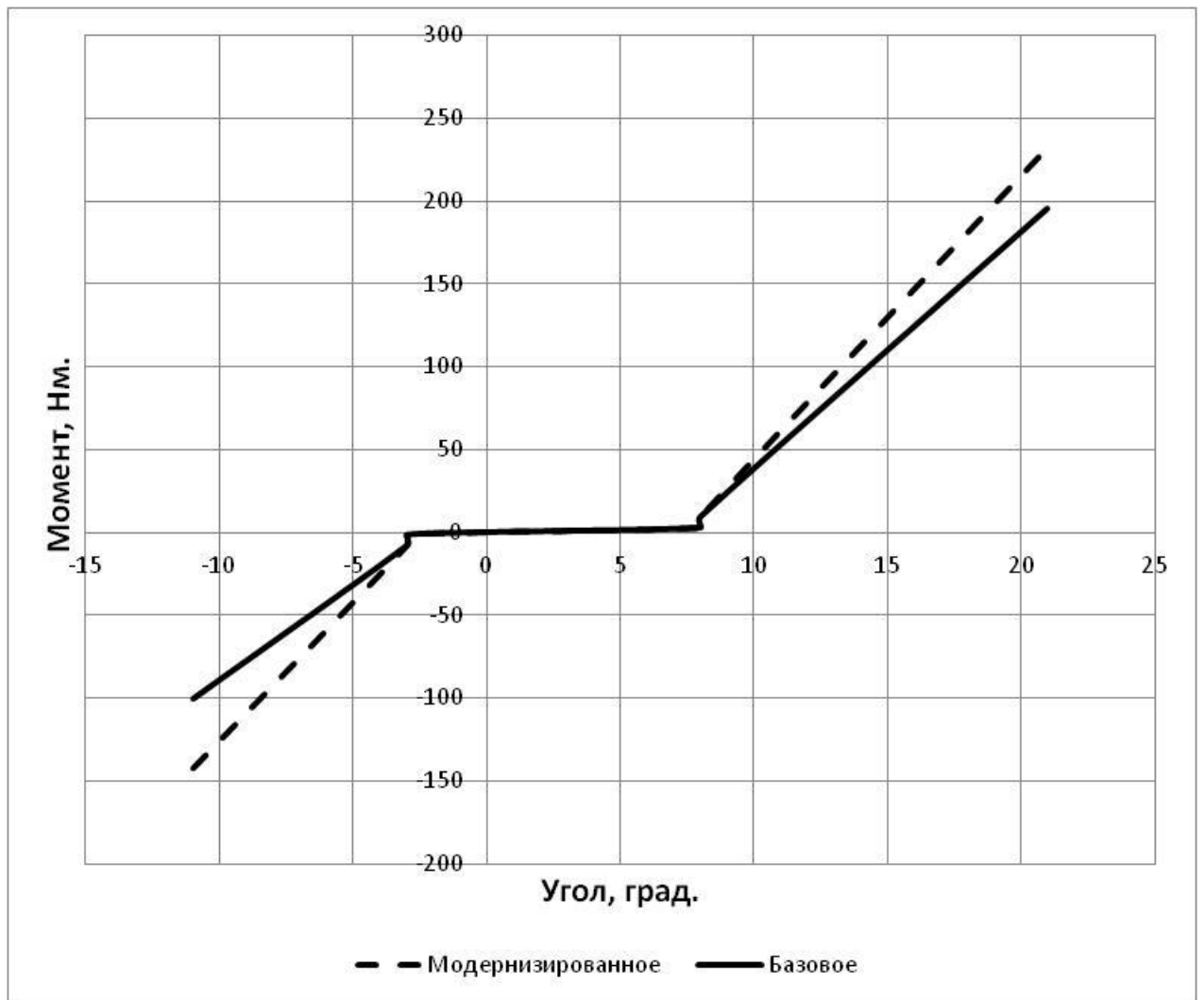


Рисунок 8 – Характеристика базового и модернизированного демпфера ведомого диска.

4 Технологическая часть

4.1 Анализ технологичности конструкции изделий

Рассмотрим технологический процесс сборки ведомого диска сцепления автомобиля LADA VESTA.

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 ведомого диска 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 последовательности, 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 сцепления автомобиля LADA VESTA

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, состоящий 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 изделие.

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 изделие. 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.

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_{on} на сборочные и вспомогательные переходы. Результаты нормирования работ сводят в соответствующую графу

таблицы 23.

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

$$t_{on}^{общ} = \sum t_{on} = 6,70 \text{ мин}$$

Суммарная трудоёмкость сборки ведомого диска сцепления может быть определена как:

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

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

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

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

Тогда:
$$t_{ум}^{общ} = 6,70 + 6,70 \cdot \left(\frac{2,5 + 5}{100} \right) = 7,20$$

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 $N = 25000$ шт.; $t_{ум}^{общ} = 6,70$ 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.

$$T_g = 4015 \cdot \frac{60}{25000} = 9,6 \text{ мин}$$

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 (смотреть таблицу 23), 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 005, 010 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.

Продолжение таблицы 23 – Технологическая карта сборки

ТГУ		Технологическая карта сборки				Группа АТз-1001			
		Наименование изделия		Ведомый диск сцепления		Студент Булычев Р.В.			
Институт		машиностроения		Сборочная единица		Ведомый диск сцепления в сборе			
Номер операции	Номер перехода	Содержание переходов	Номера деталей и их количество, поступающее на сборку	Оборудование	Технологическая оснастка	Инструмент		Норма времени мин.	
						Рабочий	Контрольный		
015	1	Установить переднюю пластину демпфера в приспособление	16.ДП.01.028-1601143 - 1 шт.		Приспособление установочное			0,11	
	2	Установить пластину пружинную фрикционной накладки в приспособление	16.ДП.01.028-1601135 - 8 шт.		Приспособление установочное			0,11	
	3	Заклепать 18 заклёпок	16.ДП.01.028-1601136 - 16 шт.	Пресс пневматический				0,5	
	4	Снять переднюю пластину демпфера с пружинными пластинами в сборе						0,03	
	5	Переместить переднюю пластину демпфера с пружинными пластинами в сборе на общую сборку						0,02	
								Σ0,77	

Продолжение таблицы 23 – Технологическая карта сборки

ТГУ		Технологическая карта сборки				Группа АТз-1001		
		Наименование изделия		Ведомый диск сцепления		Студент Булычев Р.В.		
Институт		машиностроения	Сборочная единица	Ведомый диск сцепления в сборе			Лист 3	
Номер операции	Номер перехода	Содержание переходов	Номера деталей и их количество, поступающее на сборку	Оборудование	Технологическая оснастка	Инструмент		Норма времени мин.
						Рабочий	Контрольный	
020	1	Установить фрикционную накладку в приспособление	16.ДП.01.028-1601138 - 1 шт.		Приспособление для заклепывания			0,11
	2	Установить переднюю пластину демпфера с пружинными пластинами в приспособление	16.ДП.01.028-1601132 - 1 шт.		Приспособление для заклепывания			0,11
	3	Установить фрикционную накладку в приспособление	16.ДП.01.028-1601138 - 1 шт.		Приспособление для заклепывания			0,11
	4	Заклепать 16 заклёпок на двух позициях одновременно	16.ДП.01.028-1601295 - 16 шт.	Пресс пневматический				0,33
	5	Снять переднюю пластину демпфера с пружинными пластинами и фрикционными накладками в сборе						0,03
	6	Переместить переднюю пластину демпфера с пружинными пластинами и фрикционными накладками в сборе на общую сборку						0,02
								Σ0,71

Продолжение таблицы 23 – Технологическая карта сборки

ТГУ		Технологическая карта сборки				Группа АТз-1001		
		Наименование изделия		Ведомый диск сцепления		Студент Булычев Р.В.		
Институт		машиностроения	Сборочная единица		Ведомый диск сцепления в сборе			Лист 4
Номер операции	Номер перехода	Содержание переходов	Номера деталей и их количество, поступающее на сборку	Оборудование	Технологическая оснастка	Инструмент		Норма времени мин.
						Рабочий	Контрольный	
025	1	Установить заднюю пластину демпфера в приспособление	16.ДП.01.028-1601144 - 1 шт.		Приспособление для установки пружин и сборки			0,11
	2	Установить пружинную шайбу демпфера в приспособление	16.ДП.01.028-1601146 - 1 шт.		Приспособление для установки пружин и сборки			0,11
	3	Установить фрикционное кольцо демпфера в приспособление	16.ДП.01.028-1601145 - 1 шт.		Приспособление для установки пружин и сборки			0,11
	4	Установить волнистую шайбу в приспособление	16.ДП.01.028-1601156 - 1 шт.		Приспособление для установки пружин и сборки			0,11
	5	Установить опорное кольцо демпфера в приспособление	16.ДП.01.028-1601149 - 1 шт.		Приспособление для установки пружин и сборки			0,11
	6	Установить "пружину в пружине" в зажимное устройство	16.ДП.01.028-1601151 - 1 шт. 16.ДП.01.028-1601152 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,17
	7	Установить "пружину в пружине" в зажимное устройство	16.ДП.01.028-1601151 - 1 шт. 16.ДП.01.028-1601152 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,17

Продолжение таблицы 23 – Технологическая карта сборки

ТГУ		Технологическая карта сборки				Группа АТз-1001		
		Наименование изделия		Ведомый диск сцепления		Студент Булычев Р.В.		
Институт		машиностроения	Сборочная единица	Ведомый диск сцепления в сборе				Лист 5
Номер операции	Номер перехода	Содержание переходов	Номера деталей и их количество, поступающее на сборку	Оборудование	Технологическая оснастка	Инструмент		Норма времени мин.
						Рабочий	Контрольный	
025	8	Установить "пружину в пружине" в зажимное устройство	16.ДП.01.028-1601151 - 1 шт. 16.ДП.01.028-1601152 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,17
	9	Установить "пружину в пружине" в зажимное устройство	16.ДП.01.028-1601151 - 1 шт. 16.ДП.01.028-1601152 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,17
	10	Ввести пружины в окна						0,13
	11	Установить упорную пластину демпфера в приспособление	16.ДП.01.028-1601141 - 1 шт.					0,13
								∑1,49
030	1	Установить ступицу в сборе в приспособление	16.ДП.01.028-1601142 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,11
	2	Установить стопорную шайбу в приспособление	16.ДП.01.028-1601159 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,11
	3	Установить демпфер холостого хода в сборе на ступицу	16.ДП.01.028-1601140 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,12
	4	Установить фрикционное кольцо демпфера на ступицу	16.ДП.01.028-1601147 - 1 шт.		Зажимное устройство для пружин			0,12

Продолжение таблицы 23 – Технологическая карта сборки

ТГУ		Технологическая карта сборки				Группа АТз-1001		
		Наименование изделия		Ведомый диск сцепления		Студент Булычев Р.В.		
Институт		машиностроения	Сборочная единица	Ведомый диск сцепления в сборе			Лист 6	
Номер операции	Номер перехода	Содержание переходов	Номера деталей и их количество, поступающее на сборку	Оборудование	Технологи-ческая оснастка	Инструмент		Норма времени мин.
						Рабо-чий	Конт-роль-ный	
030	5	Установить стойки в пазы	16.ДП.01.028-1601158 - 4 шт.		Приспособление установочное			0,16
	6	Установить переднюю пластину демпфера с пружинными пластинами и фрикционными накладками в сборе на ступицу	16.ДП.01.028-1601131 - 1 шт.		Приспособление установочное			0,15
	7	Расклепать стойки с двух сторон		Пресс пневматический	Приспособление установочное			0,9
	8	Снять ведомый диск в сборе						0,03
	9	Переместить ведомый диск в сборе на следующую позицию						0,02
								∑1,70
035	1	Установить ведомый диск сцепления в сборе в оснастку	16.ДП.01.028-1601130 - 1 шт.		Оснастка для проверки остаточного дисбаланса			0,04
	2	Проверить остаточный дисбаланс			Оснастка для проверки остаточного дисбаланса			0,15
	3	Снять ведомый диск в сборе						0,03
	4	Переместить ведомый диск в сборе на следующую позицию						0,02
								∑0,24

Продолжение таблицы 23 – Технологическая карта сборки

ТГУ		Технологическая карта сборки				Группа АТз-1001			
		Наименование изделия		Ведомый диск сцепления		Студент Булычев Р.В.			
Институт		машиностроения	Сборочная единица	Ведомый диск сцепления в сборе			Лист 7		
Номер операции	Номер перехода	Содержание переходов	Номера деталей и их количество, поступающее на сборку	Оборудование	Технологическая оснастка	Инструмент		Норма времени мин.	
						Рабочий	Контрольный		
040	1	Установить ведомый диск в сборе на контрольном стенде	16.ДП.01.028-1601130 - 1 шт.	Контрольный стенд				0,04	
	2	Контролировать лёгкость вращения ведомого диска в сборе						Контрольный стенд	0,13
	3	Контролировать параллельность и разнотолщинность плоскостей ведомого диска в сборе						Контрольный стенд	0,15
	4	Контролировать момент гистерезиса демпфера согласно карт контроля						Контрольный стенд	0,20
	5	Снять ведомый диск в сборе							0,03
Итого:								∑0,55	
								∑6,70	

5 Анализ экономической эффективности проекта

В данной части дипломного проекта содержится технико – экономическое обоснование, расчёт изготовления и эксплуатации нового сцепления, устанавливаемого на базовый автомобиль, производится сравнительный анализ технико – экономических показателей проектируемого и базового вариантов, определяется экономический эффект от предложенных в проекте технических решений.

В этом разделе в качестве объекта модернизации принято отечественное сцепление меньшей размерности (200 мм), производимое фирмой “ВИС”. Базовый вариант, обладающий наименьшей из предложенных стоимостью является сцепление размерностью 215 мм ф. «Valeo». При этом базовый вариант сцепления изготавливается полностью из импортных комплектующих и поставляется по ценам указанным в Евро. С учетом того, что за последние полтора года курс Евро-Рубль очень существенно вырос, то и стоимость импортных комплектующих существенно выросла по отношению к отечественным, в связи с чем и возникла необходимость разработки отечественного сцепления с характеристиками, подходящими для этого автомобиля.

Итогом экономической части будет вывод о целесообразности (нецелесообразности) предлагаемого инвестиционного проекта, а также пониманию обладает ли проект потенциальной привлекательностью для возможных участников.

5.1 Расчёт себестоимости проектируемого сцепления

Исходные данные для расчёта себестоимости проектируемого сцепления предоставленные различными подразделениями ОАО «АВТОВАЗ», полученными в ходе преддипломной практики в феврале 2016 г, сведены в таблицу 24.

Таблица 24 – Исходные данные

№ n/n	Наименование показателей	Обозначение	Значение	Ед Изм.
1	2	3	4	5
1	Годовая программа выпуска изделия	V год.	25000	Шт.
2	Коэффициент отчислений в единый социальный налог	Е соц.	30	%
3	Коэффициент общезаводских расходов	Е обзав	250	%
4	Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	Е ком.	5	%
5	Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	Е обор.	200	%
6	Коэффициент транспортно – заготовительных расходов	К тзр.	3	%
7	Коэффициент цеховых расходов	Е цех.	215	%
8	Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	Е инс.	3	%
9	Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	К рент.	30	%
10	Коэффициент доплат или выплат, не связанных с работой на производстве	К вып.	8	%
11	Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	К прем.	20	%
12	Коэффициент возвратных отходов	К вот.	2	%
13	Оптовая цена используемого материала: - лента Ст80 - Ст40 - Ст70 - БФН - 08кп - Ст10 - Ст70ХГН	Цм; Цм1 Цм2 Цм3 Цм4 Цм5 Цм6 Цм7	44,70 12,81 55,03 18,64 22,35 11,44 48,01	Руб.
14	Норма расхода материала: - лента Ст80 - Ст40 - Ст70 - БФН - 08кп - Ст10 - Ст70ХГН	Qм; Qм1 Qм2 Qм3 Qм4 Qм5 Qм6 Qм7	0,252 0,558 0,017 0,055 0,117 0,461 0,201	кг
15	Оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов: - накладка фрикционная - кольцо фрикционное демпфера - заклёпка - стойка ведомого диска - пружина демпфера - пружина демпфера - пружина демпфера	Ц; Ц1 Ц2 Ц3 Ц4 Ц5 Ц6 Ц7	105,40 1,54 0,20 0,71 2,89 4,39 7,67	Руб.

Продолжение таблицы 24 – Исходные данные

№ п/п	Наименование показателей	Обозначение	Значение	Ед Изм.
1	2	3	4	5
15	- промежуточный фланец - диск сцепления нажимной с нажимной пружиной в сборе	Ц8 Ц9	8,98 1010,43	Руб.
16	Количество покупных изделий и полуфабрикатов: - накладка фрикционная - кольцо фрикционное демпфера - заклёпка - стойка ведомого диска - пружина демпфера - пружина демпфера - пружина демпфера - промежуточный фланец - диск сцепления нажимной с нажимной пружиной в сборе	n; n1 n2 n3 n4 n5 n6 n7 n8 n9	2 1 16 4 2 4 4 1 1	Шт.
17	Часовая тарифная ставка одного разряда: - пятый разряд (шлифовочная операция) - четвёртый разряд (слесарная, токарная и расточная операции)	Ср; Ср5 Ср4	105,80 98,56	Руб.
18	Трудоёмкость выполнения одной операции - слесарная - шлифовальная - токарная расточная	T; T1 T2 T3 T4	0,093 0,064 0,033 0,030	Час.
19	Коэффициент капиталообразующих инвестиций	Кинв.	15	%

Расчёт статьи затрат “сырьё и материалы”

$$M = C_{M_i} \cdot Q_{M_i} \cdot \left(1 + \frac{K_{мзр}}{100} - \frac{K_{вот}}{100}\right), \quad (5.1)$$

где C_{M_i} - оптовая цена материала одного вида, руб.

Q_{M_i} - норма расхода материала одного вида, кг, м.

$K_{мзр}$ – коэффициент транспортно – заготовительных расходов, %.

$K_{вот}$ – коэффициент возвратных отходов, %.

Расчёт затрат на сырьё и материалы сведены в таблицу 25

Таблица 25 – Затраты на сырьё

№ п/п	Наименование материалов	Норма расхода	Ср. цена за единицу изм., руб.	Сумма, Руб.
1	Лента Ст80	0,252	44,70	11,26
2	Ст40	0,558	12,81	7,15
3	Ст70	0,017	55,03	0,94
4	БФН	0,055	18,64	1,3
5	08кп	0,117	22,35	2,61
6	Ст10	0,461	11,44	5,27
7	Ст70ХГН	0,201	48,01	9,65
			ИТОГО:	37,91
			Транспортно – заготовительные расходы	1,13
			Возвратные расходы	0,75
			ВСЕГО:	39,79

Расчёт статьи затрат “Покупные изделия и полуфабрикаты”

$$П_u = Ц_i \cdot n_i \cdot \left(1 + \frac{K_{мзр}}{100}\right), \quad (5.2)$$

где $Ц_i$ – оптовая цена изделий и полуфабрикатов одного вида, руб;

n_i - количество покупных изделий и полуфабрикатов одного вида, шт.

Расчёт затрат на покупные изделия сведен в таблицу 26

Таблица 26 – Затраты на покупные изделия

№ п/п	Наименование полуфабрикатов	Количество	Ср. цена за 1 шт, руб.	Сумма Руб.
1	Накладка фрикционная	2	105,40	210,80
2	Кольцо фрикционное демпфера	1	1,54	1,54
3	Заклёпка	16	0,20	3,2
4	Стойка ведомого диска	4	0,71	2,84
5	Пружина демпфера	2	2,89	5,78
6	Пружина демпфера	4	4,39	17,56
7	Пружина демпфера	4	7,67	30,68
8	Промежуточный фланец	1	8,98	8,98
9	Диск сцепления нажимной с нажимной пружиной в сборе	1	1010,43	1010,43
			ИТОГО:	1291,81
			Транспортно – заготовительные расходы	38,75
			ВСЕГО:	1330,56

Расчёт статьи затрат “Основная заработная плата производственных рабочих”

$$Z_o = Z_m \cdot \left(1 + \frac{K_{\text{прем}}}{100}\right), \quad (5.3)$$

где Z_m - тарифная заработная плата, руб., которая рассчитывается по формуле:

$$Z_m = C_{pi} \cdot T_i, \quad (5.4)$$

где C_{pi} - часовая тарифная ставка, руб.;

T_i - трудоёмкость выполнения операций, час.;

$K_{\text{прем}}$ - коэф-ент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Расчёт затрат на основную заработную плату производственных рабочих сведен в таблицу 27

Таблица 27 – Основная заработная плата

№ п/п	Виды операций	Разряд работы	Трудоёмкость	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб.
1	Слесарная	4	0,093	98,56	9,17
2	Шлифовальная	5	0,064	105,80	6,77
3	Токарная	4	0,033	98,56	3,25
4	Расточная	4	0,030	98,56	2,95
				ИТОГО:	26,57
				Премииальные доплаты	4,43
				Основная заработная плата	22,14

Расчёт статьи затрат “Дополнительная заработная плата производственных рабочих”

$$Z_{\text{доп}} = Z_o \cdot K_{\text{вып}}, \quad (5.5)$$

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

$$Z_{\text{доп}} = 26,57 \cdot 0,08 = 2,12 \text{ руб.}$$

Расчёт статьи затрат "Отчисления в единый социальный налог"

$$C_{соц.н.} = (Z_o + Z_{дон.}) \cdot \frac{E_{соц.н.}}{100}, \quad (5.6)$$

где $E_{соц.н.}$ - коэффициент отчислений в социальные фонды, %.

$$C_{соц.н.} = (26,57 + 2,12) \cdot 0,30 = 8,61 \text{ руб.}$$

Расчёт статьи затрат "Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования"

$$C_{сод.обор} = Z_o \cdot \frac{E_{обор}}{100}, \quad (5.7)$$

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

$$C_{сод.обор} = 26,57 \cdot 2 = 53,14 \text{ руб.}$$

Расчёт статьи затрат "Цеховые расходы"

$$C_{цех} = Z_o \cdot \frac{E_{цех}}{100}, \quad (5.8)$$

где $E_{цех}$ - коэффициент цеховых расходов, %.

$$C_{цех} = 26,57 \cdot 2,15 = 57,13 \text{ руб.}$$

Расчёт статьи затрат "Расходы на инструмент и оснастку"

$$C_{инстр} = Z_o \cdot \frac{E_{инстр}}{100}, \quad (5.9)$$

где $E_{инстр}$ - коэффициент расходов на инструмент и оснастку, %.

$$C_{инстр} = 26,57 \cdot 0,03 = 0,80 \text{ руб.}$$

Расчёт цеховой себестоимости

$$C_{цехс/с} = M + П_u + Z_o + Z_{дон.} + C_{соц.н.} + C_{сод.обор} + C_{цех} + C_{инстр} \quad (5.10)$$

$$C_{цехс/с} = 39,79 + 1291,81 + 26,57 + 2,12 + 8,61 + 53,14 + 57,13 + 0,80 = 1479,97$$

Расчёт статьи затрат "Общезаводские расходы"

$$C_{об.завод} = Z_o \cdot \frac{E_{об.завод}}{100}, \quad (5.11)$$

где $E_{об.завод}$ - коэффициент общезаводских расходов, %.

$$C_{об.завод} = 26,57 \cdot 2,5 = 66,43 \text{ руб.}$$

Расчёт общезаводской себестоимости

$$C_{об.заводс/с} = C_{об.завод} + C_{цехс/с} \quad (5.12)$$

$$C_{об.заводс/с} = 66,43 + 1479,97 = 1546,40 \text{ руб.}$$

Расчёт статьи затрат “Коммерческие расходы”

$$C_{ком} = C_{об.заводс/с} \cdot \frac{E_{ком}}{100}, \quad (5.13)$$

где $E_{ком}$ - коэффициент коммерческих расходов, %.

$$C_{ком} = 1546,40 \cdot 0,05 = 77,32 \text{ руб.}$$

Расчёт полной себестоимости

$$C_{пол} = C_{об.заводс/с} + C_{ком}, \quad (5.14)$$

$$C_{пол} = 1546,40 + 77,32 = 1623,72 \text{ руб.}$$

Расчёт отпускной цены для базового и проектируемого сцепления

Исходных данных для расчёта себестоимости базового сцепления нет, так как оно производится фирмой «ВИС», но известна его оптовая цена:

$$C_{оптб} = 2950 \text{ руб.}$$

$$C_{оптб} = C_{оптн}. \quad (5.15)$$

$$\text{Тогда } C_{оптн} = 2950 \text{ руб.}$$

Затраты на производство проектируемого сцепления сведены в таблицу 28.

Таблица 28 – Калькуляция себестоимости проектируемого сцепления

№ п/п	Наименование показателей	Обозначение	Затраты на един. изделия (проектир)
1	Стоимость основных материалов	М	39,79
2	Стоимость комплектующих изделий	Пи	1291,81
3	Основная заработная плата производственных рабочих	Зо	26,57
4	Дополнительная заработная плата производственных рабочих	Здоп	2,12
5	Отчисления на социальные нужды	Ссоц.н	8,61
6	Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	Ссод.обор	53,14
7	Цеховые расходы	Сцех	57,13

Продолжение таблицы 28 – Калькуляция себестоимости проектируемого сцепления

№ п/п	Наименование показателей	Обозначение	Затраты на един. изделия (проектир)
8	Расходы на инструмент и оснастку	Синстр	0,80
9	Цеховая себестоимость	Сцех.с/с	1479,97
10	Общезаводские расходы	Соб.завод	66,43
11	Общезаводская себестоимость	Соб.зав. с/с	1546,40
12	Коммерческие расходы	Ском	77,32
13	Полная себестоимость	Спол	1623,72
14	Отпускная цена	Цотп	2950,00

5.2 Расчёт точки безубыточности производства

В качестве исходных данных для определения порога прибыли (точка безубыточности) используем таблицу 6.5. Для объёма продаж, при котором организация будет способна покрыть все свои расходы без получения прибыли, используются аналитический и графический методы определения критического объёма производства.

В точке критического объёма (точке безубыточности производства) прибыль равна нулю, а объём продаж покрывает переменные ($Z_{пер}$) и постоянные ($Z_{пост}$) издержки. Тогда математическая формула безубыточности будет иметь следующий вид:

$$C_{онт} \cdot V_{год} = Z_{пост} + Z_{пер.уд} \cdot V_{год}, \quad (5.16)$$

где $C_{онт}$ – цена продукции, руб.;

$V_{год}$ – объём производства, шт.;

$Z_{пост}$ – постоянные издержки, руб.;

$Z_{пер.уд}$ – переменные удельные издержки, руб.

Для расчёта безубыточности объёма продаж необходимо вычислить следующие показатели:

Определение переменных затрат (для проекта)

– на единицу изделия

$$Z_{\text{перем.уд.н}} = M + П_u + Z_o + Z_{\text{дон}} + C_{\text{соц.н}} \quad (5.17)$$

$$Z_{\text{перем.уд.н}} = 39,79 + 1291,81 + 26,57 + 2,12 + 8,61 = 1368,90 \text{ руб.}$$

– на годовую программу выпуска сцепления

$$Z_{\text{перем.н}} = Z_{\text{перем.уд}} \cdot V_{\text{год}} \quad (5.18)$$

$$Z_{\text{перем.н}} = 25000 \cdot 1368,90 = 34222500 \text{ руб.}$$

Определение постоянных затрат (для проекта)

– на единицу изделия

$$Z_{\text{пост.уд.н}} = (C_{\text{сод.обор}} + C_{\text{инстр}}) \cdot (100 - H_A) / 100 + C_{\text{цех}} + C_{\text{об.завод}} + C_{\text{ком}} + A_{\text{м.уд}}, \quad (5.19)$$

где $A_{\text{м.уд}}$ – амортизационные отчисления, руб.

$$A_{\text{м.уд}} = (C_{\text{сод.обор}} + C_{\text{инстр}}) \cdot \frac{H_A}{100}, \quad (5.20)$$

где H_A – доля амортизационных отчислений, %.

$$A_{\text{м.уд}} = (53,14 + 0,80) \cdot 0,13 = 7,01 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{пост.уд.н}} = (53,14 + 0,80) \cdot \frac{100 - 13}{100} + 57,13 + 66,43 + 77,32 + 7,01 = 254,82$$

– на годовую программу выпуска сцепления

$$Z_{\text{пост.н}} = Z_{\text{пост.уд.н}} \cdot V_{\text{год}} \quad (5.21)$$

$$Z_{\text{пост.н}} = 254,82 \cdot 25000 = 6370500 \text{ руб.}$$

Расчёт полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$C_{\text{пол.г.н}} = C_{\text{пол.н}} \cdot V_{\text{год}} \quad (5.22)$$

$$C_{\text{пол.г.н}} = 1623,72 \cdot 25000 = 40593000 \text{ руб.}$$

Расчёт выручки от реализации изделия:

$$\text{Выручка}_n = Ц_{\text{опт}} \cdot V_{\text{год}} \quad (5.23)$$

$$\text{Выручка}_n = 2950 \cdot 25000 = 73750000 \text{ руб.}$$

Расчёт маржинального дохода:

$$Д_{\text{марж}} = \text{Выручка.н.} - Z_{\text{перем.н.}} \quad (5.24)$$

$$Д_{\text{марж}} = 73750000 - 3422500 = 39527500 \text{ руб.}$$

Расчёт критического объёма продаж:

$$A_{\text{крит}} = \frac{З_{\text{пост.п.}}}{Ц_{\text{опт.п.}} - З_{\text{перем.уд.п.}}}, \quad (5.25)$$

$$A_{\text{крит}} = \frac{6370500}{2950 - 1368,9} = 4032 \text{ шт.}$$

Определение точки безубыточности графическим методом

Графический метод определения критической точки объёма производства проектируемого сцепления представлен на рисунке 9.

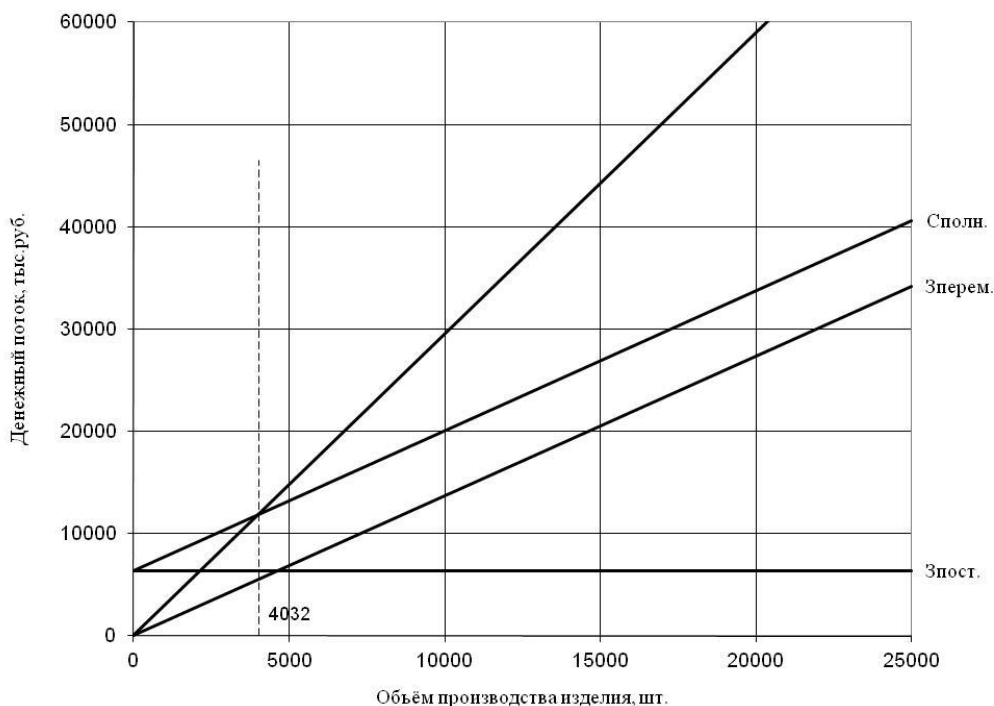


Рисунок 9 – Определение точки безубыточности

5.3 Расчёт коммерческой эффективности проекта

Эффективность инвестиционного проекта оценивается в течение расчётного периода, (т.е. срока эксплуатации нового сцепления), охватывающего временной интервал от начала проекта до его прекращения. Расчёт коммерческой эффективности проекта проводим за шесть лет (с учётом предпроизводственной подготовки), разбивая годовую программу пяти лет на одинаковые интервалы и учитывая, что годовая программа первого года больше критического объёма производства.

Следовательно, объём продукции увеличивается нарастающим итогом

равномерно с каждым годом на:

$$\Delta = \frac{V_{max} - A_{крит}}{n - 1}, \quad (5.26)$$

где $V_{max} = V_{год}$ – максимальный объём продукции, шт.;

$A_{крит}$ - критический объём продаж проектируемого сцепления, шт.;

n - количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{25000 - 4032}{5} = 4194 \text{ шт.}$$

Выручка по годам

Для сопоставимости расчётных данных, объём продаж рассчитывается только для проекта и используется для дальнейших вычислений одинаковым для базы и для проекта.

$$З \bar{b}_i = Ц_{опт} \cdot V_{год_i}, \quad (5.27)$$

где $V_{год_i} = \Delta + A_{крит}$ - объём продаж в одном году.

$V_{год1} = 4194 + 4032 = 8226 \text{ шт.}$	$З \bar{b}_1 = 2950 \cdot 8226 = 24266700 \text{ руб.}$
$V_{год2} = 4194 + 2 \cdot 4032 = 12420 \text{ шт.}$	$З \bar{b}_2 = 2950 \cdot 12420 = 36639000 \text{ руб.}$
$V_{год3} = 4194 + 3 \cdot 4032 = 16614 \text{ шт.}$	$З \bar{b}_3 = 2950 \cdot 16614 = 49011300 \text{ руб.}$
$V_{год4} = 4194 + 4 \cdot 4032 = 20808 \text{ шт.}$	$З \bar{b}_4 = 2950 \cdot 20808 = 61383600 \text{ руб.}$
$V_{год5} = 4194 + 5 \cdot 4032 = 25000 \text{ шт.}$	$З \bar{b}_5 = 2950 \cdot 25000 = 73750000 \text{ руб.}$

Переменные затраты по годам

$$З_{перем} = З_{перем.уд.} \cdot V_{год}; \quad (5.28)$$

– для проектного варианта

$З_{перем1} = 1368,90 \cdot 8226 = 11260571,4 \text{ руб.}$
$З_{перем2} = 1368,90 \cdot 12420 = 17001738,00 \text{ руб.}$
$З_{перем3} = 1368,90 \cdot 16614 = 22742904,60 \text{ руб.}$
$З_{перем4} = 1368,90 \cdot 20808 = 28484071,20 \text{ руб.}$
$З_{перем5} = 1368,90 \cdot 25000 = 34222500,00 \text{ руб.}$

Амортизация

$$A_M = A_{M.уд.} \cdot V_{год} \quad (5.29)$$

$$A_M = 7,01 \cdot 25000 = 175250 \text{ руб.}$$

Полная себестоимость по годам

$$Спол. = Зперем. + Зпост. \quad (5.30)$$

– для проектного варианта

$$Спол.1 = 11260571,4 + 6370500 = 17631071,4 \text{ руб.}$$

$$Спол.2 = 17001738 + 6370500 = 23372238 \text{ руб.}$$

$$Спол.3 = 22742904,6 + 6370500 = 29113404,6 \text{ руб.}$$

$$Спол.4 = 28484071,2 + 6370500 = 34854571,2 \text{ руб.}$$

$$Спол.5 = 34222500 + 6370500 = 40593000 \text{ руб.}$$

Текущий доход (условная экономия)

$$ЧД = З б_i - Спол_i + А_M \quad (5.31)$$

$$ЧД1 = 24266700 - 17631071,4 + 175250 = 6810878,6 \text{ руб.}$$

$$ЧД2 = 36639000 - 23372238 + 175250 = 13442012 \text{ руб.}$$

$$ЧД3 = 49011300 - 29113404,6 + 175250 = 20073145,4 \text{ руб.}$$

$$ЧД4 = 61383600 - 34854571,2 + 175250 = 26704278,8 \text{ руб.}$$

$$ЧД5 = 73750000 - 40593000 + 175250 = 33332250 \text{ руб.}$$

Для проведения разновременных (относящихся к разным шагам расчёта) значений денежных потоков к их ценности на определённый момент времени (момент приведения), используем метод дисконтирования денежных потоков. Основным экономическим нормативом, используем при дисконтировании, является норма дисконта (Е). В нашем случае $E = 15\%$.

Текущий чистый дисконтированный доход

$$ЧДД = ЧД \cdot \alpha(E) \quad (5.32)$$

$$ЧДД1 = 6810878,6 \cdot 0,870 = 5925464,4 \text{ руб.}$$

$$ЧДД2 = 13442012 \cdot 0,756 = 10162161,1 \text{ руб.}$$

$$ЧДД3 = 20073145,4 \cdot 0,658 = 13208129,7 \text{ руб.}$$

$$ЧДД4 = 26704278,8 \cdot 0,552 = 14740761,9 \text{ руб.}$$

$$ЧДД5 = 33332250 \cdot 0,497 = 16566128,3 \text{ руб.}$$

Суммарный ЧДД за расчетный период рассчитывается по формуле:

$$\sum_{i=0}^i ЧДД = \sum ЧД \cdot \alpha(E) \quad (5.33)$$

$$\sum_{i=0}^i \text{ЧДД} = 60602645,27 \text{ руб.}$$

Для определения индекса доходности, срока окупаемости и ЧДД проекта необходимо определить величину капитала образующих инвестиций, состоящих из капитальных вложения, оборотного капитала и других средств, необходимых для проекта.

В связи с тем, что соответствующие расчеты представляют определённую сложность и требуют большого объёма исходной информации, на начальных стадиях разработки проекта для предварительных расчетов потребность в нем может быть определена укрупнено, как определенный процент от среднегодовых (на данном шаге) чистых операционных издержек или себестоимости.

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях

$$J_0 = K_{инв.} \cdot \sum C_{полн.i}, \quad (5.34)$$

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

$$J_0 = 0,2 \cdot (17631071,4 + 23372238 + 29113404,6 + 34854571,2 + 40593000) = 29112857,04 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход:

$$\text{ЧДД} = \sum \text{ЧДД} - J_0 \quad (5.35)$$

$$\text{ЧДД} = 60602645,27 - 29112857,04 = 31489788,23$$

Индекс доходности определяется:

$$ID = \frac{\text{ЧДД}}{J_0}, \quad (5.36)$$

где J_0 – капиталобразующие инвестиции.

$$ID = \frac{31489788,23}{29112857,04} = 1,08$$

Срок окупаемости проекта

$$T_{окуп.} = \frac{J_0}{\text{ЧДД}}, \quad (5.37)$$

$$T_{окуп.} = \frac{29112857,04}{31489788,23} = 0,92 \text{ года}$$

Расчёт коммерческой эффективности проектируемого сцепления сводится в таблицу 29.

Таблица 29 – Коммерческая эффективность

№ п/п	Наименование	Годы					
		0	1	2	3	4	5
1	Объем продаж $V_{\text{прод.}}$	-	8226	12420	16614	20808	25000
2	Отпускная цена за единицу продукции Цотп., (руб.)	-	2950				
3	З б _і , (руб.)	-	24266700	36639000	49011300	61383600	73750000
4	Переменные затраты	-	11260571,4	17001738	22742904,6	28484071,2	33422250
5	Амортизация Ам, (руб.)	-	175250				
6	Полная себестоимость	-	17631071,4	23372238	29113404,6	34854571,2	40593000
7	Чистый поток реальных денег, ЧД (руб.)	-	6810878,6	13442012	20073145,4	26704278,8	33332250
8	Коэффициент	-	0,870	0,756	0,658	0,552	0,497
9	Чистый дисконтированный поток реальных денег ЧД* α^i	-	5925464,4	10162161,1	13208129,7	14740761,9	16566128,3
10	Капиталообразующие инвестиции J_0 (тыс.руб.)	29112857					
11	Суммарный чистый дисконтированный поток реальных денег \sum ЧДД (руб.)	-	60602645,3				
12	Чистый дисконтированный доход, ЧДД (руб.)	-	31489788,23				
13	Индекс доходности ID	-	1,08				
14	Срок окупаемости	-	0,92				

Затем строится график соотношения между объёмом производства и прибылью, который представлен на рисунке 10.

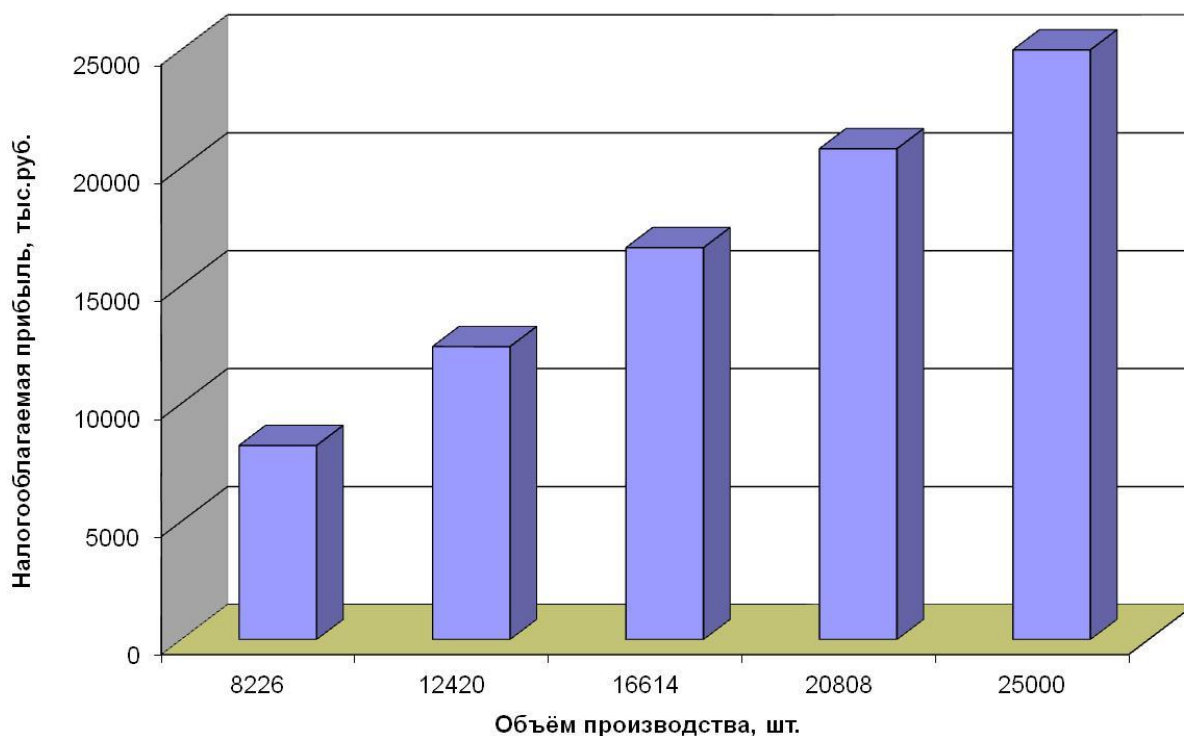


Рисунок 10 – График

5.4 Анализ полученных экономических показателей и выводы

Затраты на изготовление спроектированного сцепления меньше затрат на изготовление базового варианта сцепления, т.е. полная себестоимость разработанного сцепления меньше, чем базового ($C_{\text{пол.б.}} = 1623,72$ руб., $C_{\text{отп.}} = 2950$ руб).

Критический объём продаж, при котором организация будет способна покрыть все свои расходы (переменные и постоянные затраты) без получения прибыли, равен 4032 штук.

Чистый приведённый эффект (чистый дисконтированный доход ЧДД = 31489788,23 руб.) положителен, проект является эффективным (при данной норме дисконта), т.е. инвестор не понесёт убытки, и может рассматриваться вопрос о принятии данного проекта.

Индекс доходности тесно связан с ЧДД. Так как ЧДД положителен, то $JD > 1$ ($JD = 1,08$), что также подтверждает эффективность проекта.

Срок окупаемости $T_{\text{окуп.}} = 0,92$ года, т.е. начиная с этого периода первоначальные вложения и другие затраты, связанные с инвестиционным

проектом, покрываются суммарными результатами его осуществления.

Следовательно, из данного расчёта и производственного анализа коэффициентов следует вывод о целесообразности предлагаемого инвестиционного проекта. Прибыль от внедрения в производство нового сцепления очевидна даже без оценки общественной эффективности проекта, так как затраты на изготовление разработанного сцепления ниже базовых.

6 Безопасность и экологичность проекта

6.1 Безопасность и экологичность объекта

Сцепление любого типа обязано передавать крутящий момент двигателя без потери. Недопустимость разрыва потока мощности одна из главных характеристик безопасности современного автомобиля. Модернизация серийного сцепления автомобиля LADA VESTA, 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 возможностью уверенной передачи повышенного крутящего момента двигателя. В процессе модернизации увеличена площадь фрикционных накладок, что привело к более плавному троганию с места и позволило сохранить ресурс сцепления, а корректировка зажимной нагрузки нажимного диска и повышение жесткости пружин демпфера ведомого диска гарантирует уверенную передачу увеличенного крутящего момента двигателя. Проведённый тепловой расчёт модернизированного сцепления указал на допустимые величины работы буксования сцепления за одно трогание в случае использования в его конструкции, изменённого ведомого и нажимного 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 фрикционных накладок сцепления, а, следовательно, позволит сократить концентрацию вредных веществ попадающих в атмосферу из числа содержащихся в накладках ведомого диска сцепления.

Следует отметить, что при изготовлении фрикционных накладок ведомого диска сцепления используются материалы предназначенные 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 арамидные волокна. Арамид (англ. aramid аббр. aromatic polyamide — ароматический полиамид) — длинная цепочка синтетического полиамида, в которой, по меньшей мере, 85% амидных связей прикреплены непосредственно к двум ароматическим кольцам. Свойства арамидных волокон определяются одновременно и химической и физической микроструктурой. Амидные связи обеспечивают высокую энергию диссоциации (на 20% выше алифатических аналогов, например нейлона), а арамидные кольца дают превосходную термостабильность. Различают 3 основных типа коммерческих арамидных волокон, присутствующих на рынке: пара-арамида (п-арамида), мета-арамида (м-арамида) и сополимеры полиамида. В фрикционных накладках наибольшее распространение получило волокно пара-арамида. Наиболее известные в мире пара-арамида производятся под торговыми марками Kevlar® (DuPont) и Twaron®. Данное волокно обладает высокой прочностью и теплостойкостью и широко применяется в бронежелезах.

Износостойкость фрикционных накладок содержащих Кевлар, выше ранее применяемых асбестовых (были запрещены в 1998 г из-за повышенной опасности для человека) при сохранении стабильности фрикционных характеристик и при высоких температурах.

6.2 Конструкторско-технологическая характеристика объекта

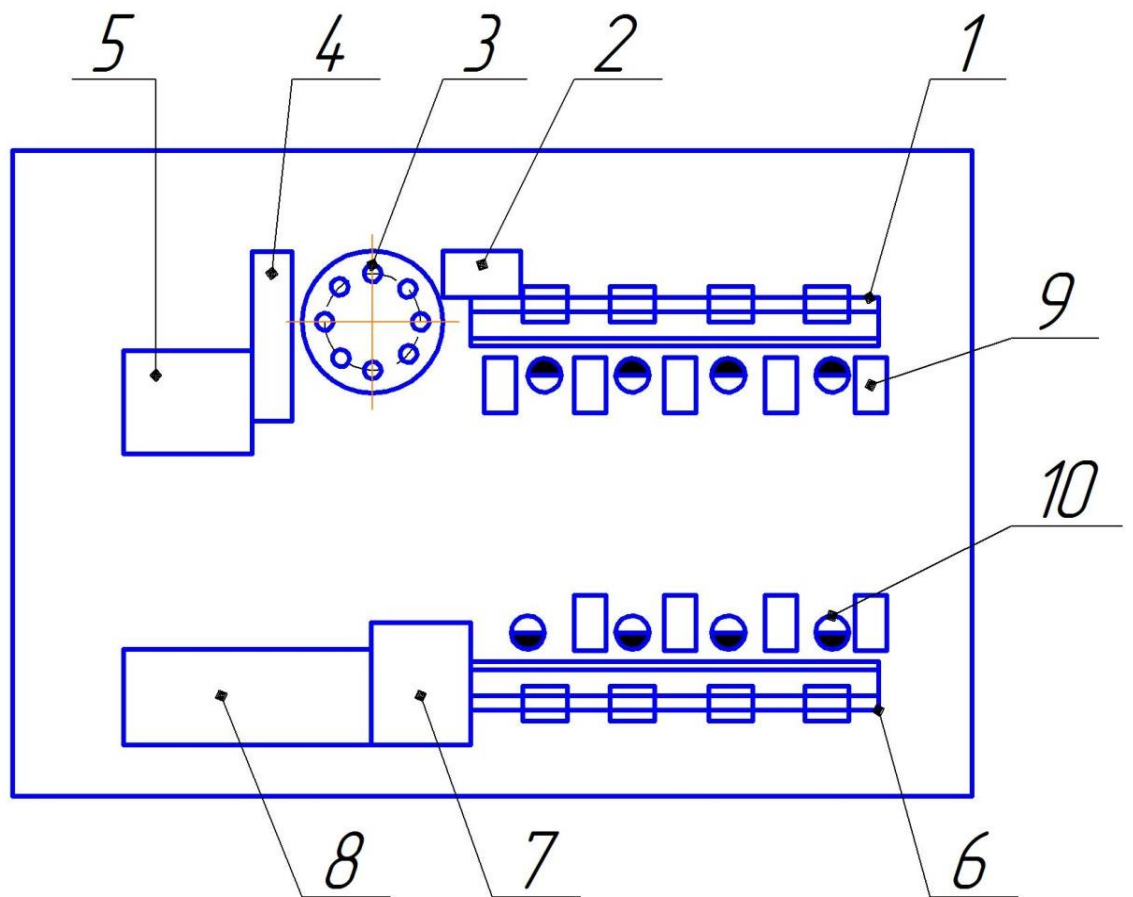
В дипломном проекте рассматривается сборочное производство по изготовлению сцеплений на примере ОАО «ВАЗИНТЕРСЕРВИС».

Предполагаемый объем выпуска в проектируемом варианте 20000 деталей в год при односменном режиме работы. Поэтому механическая сборка сцепления ведется при невысокой автоматизации труда: основные трудоемкие операции выполняются на специализированных клепальных станках и автоматизированных балансировочных стендах. В процессе предусмотрены быстросменное крепление инструмента и специализированной оснастки, наладка его вне станков и хранение в инструментальных шкафах, устройства для сигнализации о поломке инструмента и автоматический контроль деталей.

Цех сборки оборудован системой вентиляции и отопления: применяется система общеобменной приточновытяжной вентиляции совместно с местными отсосами на рабочих местах и система воздушного отопления.

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

Эскиз рабочего участка приведен на рисунке 11.



1– линия сборки нажимных дисков; 2 – пост управления настройками сборочной линии; 3 – балансировочный стенд; 4 – стенд контроля характеристик нажимных дисков; 5 – место складирования готовых нажимных дисков; 6 – линия сборки ведомых дисков; 7 – балансировочный стенд; 8 – стенд контроля характеристик ведомых дисков; 9 – контейнеры с комплектующими; 10 – рабочее место.

Рисунок 11 – Эскиз рабочего участка

6.3 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Данные по опасным и вредным производственным факторам сведены в таблицу 30

Таблица 30 – Опасные и вредные производственные факторы

№	ОВПФ	Источники
1	<ul style="list-style-type: none">- Повышенный уровень шума.- Повышенный уровень вибраций.- Повышенное значение напряжения в электрической сети.- Подвижные детали.- Острые кромки и заусенцы.- Монотонность труда- Повышенная температура и влажность.	Линия сборки нажимных дисков сцепления
2	<ul style="list-style-type: none">- Повышенный уровень шума- Повышенный уровень вибраций- Повышенное значение напряжения в электрической сети.- Подвижные детали.- Острые кромки и заусенцы.- Монотонность труда.- Физическое перенапряжение.- Повышенная температура и влажность.	Линия сборки ведомых дисков сцепления
3	<ul style="list-style-type: none">- Подвижные детали.- Напряжение зрительных анализаторов	Балансировочные станки
4	<ul style="list-style-type: none">- Подвижные детали.- Напряжение зрительных анализаторов	Контрольные стенды

6.4 Воздействие опасных и вредных производственных факторов на работающих

– 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. Третий по степени воздействия – гипофиз человека. Низкочастотные колебания опасны тем, что они могут совпадать с собственной частотой внутренних органов.

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

– 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).

– 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.

– 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).

– Монотонность труда вызывает утомляемость, сонливость, снижение внимания.

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

– 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.

6.5 Организация мероприятия по обеспечению безопасных условий труда

6.5.1 Организационно – методические мероприятия

Для обеспечения безопасных условий труда необходимо правильное планирование рабочего времени и времени отдыха, проведения обучения, инструктажей рабочего персонала с систематическими интервалами, учитывая особенности вида работ. Работы происходят по двухсменному графику согласно таблице 31

Таблица 31 – График сменности

	Первая смена	Вторая смена
Начало-конец работы	7:00-15:45	15:45-00:15
Время обеда	11:00-11:45	19:30-20:00
Время перерывов	9:00-9:10	18:00-18:10
	14:00-14:10	22:00-22:10

На рабочем месте охраной труда управляет мастер производственного участка.

Организационно-методическую работу по управлению охраной труда осуществляет служба охраны труда, непосредственно подчинённая главному инженеру производства.

Обучение охране труда новых рабочих приводится при их профессионально-техническом обучении. Администрация предприятия должна обеспечить следующие виды инструктажа:

а) Вводный – проводится инженером по охране труда для всех поступающих на работу. Личная карточка инструктажа по технике безопасности, промсанитарии и пожарной безопасности хранится у мастера. В этой карточке записаны: дата проведения, вид и объем инструмента, подпись инструктируемого, сведения о прохождении обучения охране труда, учет несчастных случаев, микротравм и нарушения правил техники безопасности.

В ходе вводного инструктажа освещаются общие вопросы безопасности на производстве, правила ношения спецодежды, правила перемещения по

производственному помещению, правила пожарной безопасности, местонахождения средств пожаротушения, правила пользования ими, порядок вызова пожарных бригад и скорой помощи. Также инструктируемый должен быть осведомлен о своих правах при получении травм;

б) Первичный – проводится руководителем работ для рабочих, впервые приступивших к этому виду работ. В ходе первичного инструктажа инструктируемому объясняют правила работ на его рабочем месте, распорядок рабочего времени, местонахождения средств пожаротушения. После инструктажа, рабочие в течение 2 ...5 смен выполняют работу под наблюдением мастера или бригадира, затем оформляется допуск к самостоятельной работе;

в) Повторный – проводят не раньше, чем раз в полгода со всеми работающими. Рекомендуется проводить один раз в квартал;

д) Внеплановый – проводят при изменении технологии или нарушениях рабочими инструкций по охране труда;

е) Текущий - проводится перед выполнением работ, на которые должен быть оформлен наряд-допуск. В ходе этого инструктажа освещаются особенности работ и технике безопасности при ее выполнении.

Контроль за состоянием охраны труда должен осуществляться службой охраны труда с целью проверки соответствия условий труда работающих требованиям законодательства о труде, а также проверки выполнения службами и подразделениями своих обязанностей по охране труда.

Виды контроля:

а) оперативный контроль руководителя работ и других должностных лиц;

б) трехступенчатый административно-общественный контроль;

в) контроль, осуществляемый службой охраны труда на предприятии;

д) ведомственный контроль вышестоящих органов;

е) контроль, осуществляемые органами государственного надзора и технической инспекцией труда профсоюзов.

6.5.2 Мероприятия по снижению воздействия ОВПФ

В таблицу 32 сведены опасные и вредные производственные факторы и защита от них, для участка сборочного цеха.

Таблица 32 – Опасные и вредные производственные факторы

№	Название ОВПФ	Коллективные средства защиты	Средства индивидуальной защиты.
1	2	3	4
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	Повышенное значение напряжения в электрической сети.	1) организационные мероприятия; 2) технические мероприятия (предупредительные плакаты, заземление, зануление, разделение сети на короткие участки разделителями-трансформаторами, двойная изоляция).	Применение защитных средств и приспособлений а) изолирующие: основные (резиновые перчатки, инструмент с изолирующими рукоятками), дополнительные (изолирующие подставки); б) ограждающие.

Продолжение таблицы 32 – Опасные и вредные производственные факторы

№	Название ОВПФ	Коллективные средства защиты	Средства индивидуальной защиты.
1	2	3	4
4	Подвижные детали. Острые кромки, заусенцы.	<p>Во избежание механического повреждения от вращающихся и движущихся частей используемого оборудования следует придерживаться следующих правил:</p> <p>1) перед началом работы 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;</p> <p>2) оградительные средства защиты препятствуют появлению человека в опасной зоне (стационарные, подвижные, переносные). Стационарное ограждение изготавливают так, чтобы оно не пропускало руки работающего из-за небольших размеров соответствующего технологического проёма. Подвижное ограждение закрывает доступ в рабочую зону при наступлении опасного момента. Переносные ограждения являются временными;</p> <p>3) Предохранительные защитные средства автоматически отключают агрегаты и машины при выходе какого-либо параметра за пределы доступных значений;</p> <p>4) Блокировочные устройства (механические, электрические, фотоэлектрические, радиационные, гидравлические, пневматические, комбинированные) исключают возможность проникновения человека в опасную зону, либо устраняют опасный фактор на время пребывания человека в этой зоне;</p> <p>5) Сигнализирующие устройства дают информацию о работе технологического оборудования, а также об опасных и вредных производственных факторах, которые при этом возникают;</p> <p>6) система дистанционного управления характеризуется тем, что контроль и регулирование работы оборудования осуществляют с участков, достаточно удалённых от опасных зон. Наблюдение производят либо визуально, либо с помощью систем телеметрии и телевидения.</p>	

Продолжение таблицы 32 – Опасные и вредные производственные факторы

№	Название ОВПФ	Коллективные средства защиты	Средства индивидуальной защиты.
1	2	3	4
5	Повышенная металлическая запылённость. До 25 мг/м ³	1) Механизация и автоматизация производственных процессов; 2) герметизация оборудования; 3) применение систем вентиляции; 4) применение замкнутых технологических процессов.	Респираторы, куртки, брюки, комбинезоны, сапоги, перчатки, рукавицы, мази, пасты, очки, щитки.
6	Психофизиологические ОВПФ: физическое перенапряжение, монотонность труда, напряжение зрительных анализаторов.	Производственное оборудование и рабочее место должны проектироваться с учётом физиологических и психологических возможностей человека и его антропометрических данных. При выполнении трудоёмких и монотонных работ правильная организация отдыха имеет большое значение для восстановления работоспособности, т.е. должны быть предусмотрены перерывы. Для рабочих устраивают специальные места отдыха, расположенные недалеко от мест работы, снабжённые вентиляцией, питьевой водой и т.п.	

6.6 Инженерные расчеты

6.6.1 Расчет общеобменной вентиляции на удаление углекислоты

Расчёт механической общеобменной вентиляции сводится к определению необходимого качества вентиляционного воздуха L для того, чтобы разбавить вредные выделения до значений, не превышающих предельно допустимых концентраций.

Количество воздуха, необходимого для растворения углекислоты, рассчитывается по формуле:

$$L=G*(X_2-X_1), \quad (6.1)$$

где G - количество углекислоты, выделяемой в помещении (л/час);

X_2 - допустимая концентрация CO_2 в воздухе помещения (л/м³);

X_1 - концентрация CO_2 в наружном воздухе (л/м³);

$G=30$ л/час – при физически лёгкой работе;

$X_2=1$ л/м³ – при постоянном пребывании людей;

$X_1=0.6$ л/м³- для городов.

$$L=8*30/(1-0.6)=600 \text{ л/м}^3*\text{ч}$$

Кратность воздухообмена, создаваемого в помещении к внутреннему объему помещения:

$$k = \frac{L}{V}, \quad (6.2)$$

где L – показатель воздухообмена, $\text{м}^3/\text{ч}$;

V – объем помещения, м^3 ;

$$V = A \times B \times H = 12 \cdot 8 \cdot 3 = 288 \text{ м}^3.$$

$$k = \frac{L}{V} = \frac{600}{180} = 3.3$$

Исходя из полученных при расчете данных, можно сказать, что вентиляция рассматриваемого КБ удовлетворяет нормам.

6.6.2 Расчет искусственного освещения участка

Освещение рабочего места – важнейший фактор создания нормальных условий 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 создания в производственном помещении заданной освещённости. В связи с необходимостью проведения ориентировочных расчётов, применим метод удельной мощности.

Участок сборочного цеха представляет собой помещение с размерами $12*8 \text{ м}^2$ и высотой подвеса лампы $2,5 \text{ м}$. Температура в помещении не понижается ниже 10° С , а напряжение в сети не падает ниже 90% номинального, поэтому отдаём предпочтение газоразрядным лампам.

а) Количество светильников определим по формуле:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot R \cdot Z \cdot i}{\phi \cdot \eta} \quad (6.3),$$

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;

ϕ – световой поток одной лампы, лм.;

η – 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 $E = 300$ лк.

в) Коэффициент запаса для светильников.

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

д) коэффициент неравномерности освещения.

Принимаем $Z = 1,3$.

е) выбор типа лампы. Принимаем лампы ЛХБ80-4

1) мощность 80 Вт.;

2) световой поток 4250 лм.;

3) средняя продолжительность горения 10000 ч.

ж) Определение индекса помещения.

$$i = \frac{b \cdot l}{h \cdot (b + l)} \quad (6.4),$$

где l – длина помещения, м.;

b – ширина помещения, м.;

h – высота подвеса светильника над рабочей поверхностью, м.

$$i = \frac{8 \cdot 12}{2,5 \cdot (8 + 12)} = 1,92 \quad (6.5).$$

и) Выбор типа светильника с учётом состава среды.

Для рассматриваемого участка принимаем светильник ВЛВ.

к) Коэффициент использования светового потока.

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

л) Определяем необходимое количество светильников по формуле 6.3

Количество ламп в светильнике $m = 2$

$$N = \frac{300 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 1,92 \cdot 1,3}{4250 \cdot 0,33 \cdot 2} \approx 18 \text{ шт.}$$

Для повышения равномерности освещения и уменьшения затенения рабочей поверхности рекомендуются светильники с люминесцентными лампами размещать в виде трех линий. Исходя из этого, выбираем следующую схему равномерного размещения светильников (смотреть рисунок 12).

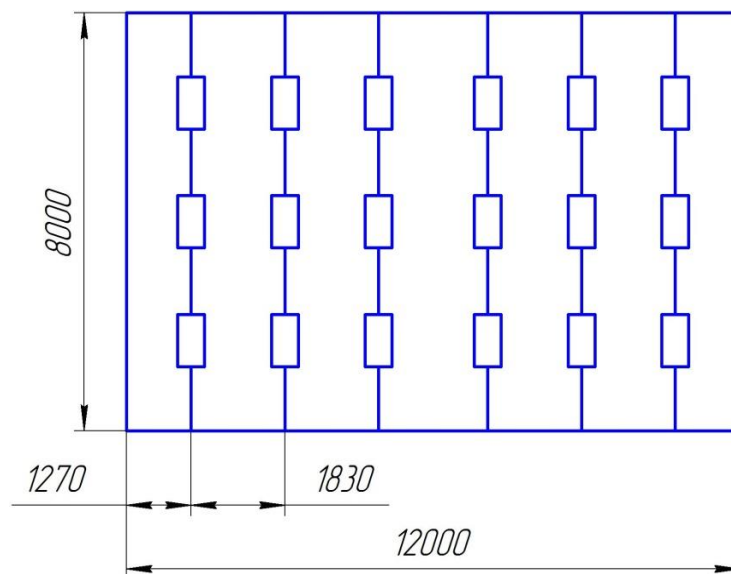


Рисунок 12 – Размещение светильников

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

6.7 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 промышленных 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 нажимного и ведомого диска сцепления располагается на территории завода ОАО «ВАЗИНТЕРСЕРВИС», и все мероприятия, разработанные на данном промышленном предприятии направлены на предупреждение и

ликвидацию последствий аварий и чрезвычайных ситуаций относятся к данному участку.

6.8 Анализ экологических показателей разработанной конструкции сцепления и экологическая экспертиза проекта

Рассматриваемый цех расположен в здании, которое не связано с другими производственными цехами предприятия. В данном цехе производятся операции по сборке нажимных и ведомых дисков сцепления. Сборка заключается в комплектовании различных комплектующих в определенном порядке в специализированной оснастке с последующими операциями клепки и автоматизированной операции балансировки. Также проводятся операции замера характеристик сцепления на специальных контрольных стендах. Производство является безотходным.

Серийное сцепление автомобиля LADA VESTA комплектуется ведомым диском с фрикционными накладками, выполненными из материала шифра ф. «LUK В-8080» (производство накладок расположено в Китае). Информация о входящих в данный шифр материалах фирмой изготовителем не разглашается, но полностью соответствует по своему содержанию требованиям международных стандартов экологической безопасности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатом проведенной работы является модернизация сцепления автомобиля LADA VESTA. Целью дипломного проекта являлось решение задачи преобразования конструкции сцепления автомобиля LADA VESTA, связанного с увеличением крутящего момента двигателя со 148 Нм до 173 Нм. При этом было принято решение, что оптимальным вариантом требуемой модернизации будет увеличение размерности сцепления с 200 мм до 215 мм. В ходе выполнения конструкторской части дипломного проекта был выполнен тяговый расчет автомобиля LADA VESTA с двигателем 1,8 л 173 Нм. Также был проведен расчет, направленный на определение необходимых параметров нажимной пружины. Была определена упругая характеристика модернизированной нажимной пружины. Проведён прочностной расчёт нажимной пружины, соединительных пластин, заклепок соединительных пластин и тепловой расчёт сцепления. Проведены расчеты характеристик пружин демпфера и общие характеристики демпфера. Результатом расчетов стало подтверждение соответствия выбранной конструкции предельным нагрузкам. Представленная работа соответствует современному состоянию и перспективам развития науки и техники в области автомобилестроения.

В разделе безопасность и экологичность проекта были рассмотрены мероприятия по обеспечению безопасности производства на участке сборки сцепления.

В экономической части дипломного проекта был выполнен расчет экономической эффективности проекта, который показал, что проект является экономически эффективным.

В целом, по совокупности рассмотренных сторон модернизированного сцепления, можно сделать вывод о его полном соответствии предъявляемым к проекту требованиям.

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.
8. Капрова, В.Г. Учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы по дисциплине «Организация производства» для студентов специальности 190201 – «Автомобиле –и тракторостроение» всех форм обучения [Текст]. Тольятти: ТГУ, 2007. – 63 с.
9. Соломатин, Н.С. Конструирование и расчёт автомобиля: учебно-методическое пособие [Текст] / Н.С. Соломатин; ТГУ каф. «Автомобиле и тракторы». -ТГУ.-Тольятти: ТГУ, 2007.-18 с. М:Автополюс плюс, 2005 -557 с.
10. Щипанов, А.В. Разработка технологических процессов сборки узлов и изделий: Учебно-методическое пособие для выполнения курсовых проектов, работ и технологической части дипломных проектов по дисциплине «Технология автотракторостроения». [Текст] /Тольятти: ТГУ, 2008. – 56 с.
11. УДК 629.33 Скутнев, В.М. Основы конструирования и расчёта

- автомобиля: учеб. Пособие [Текст] / В.М. Скутнев. - Тольятти: Изд. ТГУ, 2012.- 295 с.
12. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 В 3 т. Т. 2 [Текст] / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.528 с.: ил.
13. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Т3. / Б.В. Кисуленко, Ю.В. Дементьев, И.А. Венгеров– М.: Автополис-плюс, 2005.-560 с.
14. Лата, В.Н. Конструирование и расчет автомобиля. Ходовая часть и системы управления. Курс лекций.-125 с.
15. Родионов, В.Ф. Легковые автомобили / В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. – М.: Машиностроение, 1973.-490 с.
16. Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, М.С. Высоцкий, К.Л. Гаврилов– М.: Машиностроение, 2004.-704 с.
17. Вахламов, В. К. Автомобили : конструкция и эксплуатационные свойства : учеб. пособие для вузов [Текст] / В. К. Вахламов. - М. : Академия, 2009. - 480 с. : ил. - (Высш. проф. образование. Транспорт). - Библиогр.: с. 475.
18. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд [Текст] / Б.А. Кузнецов. – М. : Транспорт, 1984. – 220 с.
19. Горина Л.Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта». Уч.-методическое пособие. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. –33.
20. Вахламов, В. К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей : учеб. пособие / В. К. Вахламов. - Гриф УМО. - Москва: Академия, 2007. - 557 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 551.
21. Иванов, А.М. Основы конструкции современного автомобиля [Текст] / А.М.Иванов -М: ООО «Изд. «За рулем», 2012.-336с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

		Формат		Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		Зона	Поз.					
Перв. примен.					<u>Документация</u>			
		A1		16.ДП.01.028-1601085 СБ	Сборочный чертеж			
	Справ. №					<u>Сборочные единицы</u>		
				1	16.ДП.01.028-1601090	Диск сцепления с нажимной пружиной в сборе	1	
						<u>Детали</u>		
Подп. и дата		A1	2	16.ДП.01.028-1601093	Диск сцепления нажимной	1		
	Инв. № докл.		3	16.ДП.01.028-1601260	Пластина соединительная нажимного диска с кожухом сцепления	6		
			4	16.ДП.01.028-1601265	Заклепка крепления соединительной пластины к нажимному диску	3		
	Взам. инв. №		5	16.ДП.01.028-1601267	Заклепка крепления соединительной пластины к кожуху	3		
Подп. и дата	16.ДП.01.028-1601085							
	Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата			
Инв. № подл.	Разраб.	Булычев				Лит.	Лист	Листов
	Пров.	Галиев					1	2
	Н.контр.	Егоров			Диск сцепления нажимной в сборе	ТГУ, АТз-1001		
	Утв.	Бобровский						

Копировал

Формат А4

Рисунок А.1 – Первый лист спецификации нажимного диска

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					<u>Документация</u>		
	A1			16.ДП.01.028-1601130 СБ	Сборочный чертеж		
					<u>Сборочные единицы</u>		
			1	16.ДП.01.028-1601134	Пластина демпфера ведомого диска сцепления передня в сборе	1	
			2	16.ДП.01.028-1601142	Ступица ведомого диска сцепления	1	
					<u>Детали</u>		
	A1		3	16.ДП.01.028-1601138	Накладка фрикционная ведомого диска сцепления	2	
			4	16.ДП.01.028-1601144	Пластина демпфера ведомого диска сцепления задняя демпфера холостого хода ведомого диска сцепления переднее	1	
			5	16.ДП.01.028-1601145	Кольцо фрикционное	1	
			6	16.ДП.01.028-1601146	Шайба пружинная демпфера холостого хода ведомого диска сцепления	1	
				16.ДП.01.028-1601130			
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Булычев.				Лит.	Лист
	Пров.	Галиев					1
	Н.контр.	Егоров				Листов	
	Утв.	Бодровский.					2
					Диск сцепления ведомый в сборе		
					ТГУ, АТз-1001		

Копировал

Формат А4

Рисунок Б.1 – Первый лист спецификации ведомого диска

