

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Политехнический институт. Автотранспортный факультет  
Кафедра «Колёсные и гусеничные машин»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ В.Н. Бондарь  
(подпись)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020г

Повышение подвижности автомобиля на основе оптимальных характеристик  
дифференциалов повышенного трения УАЗ Hunter

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К МАГИСТЕРСКОЙ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ – 23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель проекта

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ В.А.Алябьев  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Автор проекта

Студент группы П-206

\_\_\_\_\_ М.А.Шелехов  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ В.И. Дуюн  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Челябинск 2020

## АННОТАЦИЯ

Шелехов М.А. Повышение подвижности автомобиля на основе оптимальных характеристик дифференциалов повышенного трения на базе УАЗ Hunter. – Челябинск: ЮУрГУ, КГМ, 2020, 85 с., 38 ил., 10 таблиц, библиографический список – 37 наименований, 10 листов чертежей ф.А1

В выпускной квалификационной работе проведен анализ отечественных и передовых зарубежных разработок, проведен анализ существующих и используемых в настоящее время дифференциалов, выявлены их основные недостатки и преимущества.

Проведён анализ варианта установки в ведущие мосты автомобиля УАЗ Хантер винтошарикового дифференциала повышенного трения. Определены частоты вращения и крутящие моменты на разных режимах движения автомобиля и обоснованы рациональные коэффициенты блокировки дифференциала. Также при выполнении работы было определено влияние угла наклона шнеков дифференциала на мягкость включения блокировки.

Разработан технологический процесс изготовления детали, входящей в состав механизма блокировки межколёсного дифференциала, которая требует доработки после анализа проведённых испытаний.

Определены экономические показатели проекта. В разделе БЖД дано описание разрабатываемой конструкции автомобиля с точки зрения безопасности.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
Разраб.		Шелехов			Повышение подвижности автомобиля на основе оптимальных характеристик дифференциалов повышенного трения УАЗ Hunter	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
Провер.		Алябьев					3	85
Реценз.						ЮУрГУ		
Н. Контр.		Дуюн				Кафедра КГМ		
Утверд.		Бондарь						

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОМОБИЛЕ УАЗ HUNTER.....	8
1.1 Назначение и характеристика автомобиля УАЗ Hunter.....	8
1.2 Характеристика условий эксплуатации автомобиля УАЗ Hunter.....	10
2 КОНСТРУКЦИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ.....	12
2.1 Назначение дифференциала.....	12
2.2 Устройство дифференциала.....	12
2.3 Требования, предъявляемые к дифференциалам.....	13
2.4 Симметричный конический дифференциал.....	13
2.5 Несимметричный конический дифференциал.....	15
2.6 Симметричный цилиндрический дифференциал.....	16
2.7 Несимметричный цилиндрический дифференциал.....	16
2.8 Принудительная блокировка дифференциалов.....	17
2.9 Самоблокирующиеся дифференциалы.....	18
2.10 Конические дифференциалы, повышенного трения.....	19
2.11 Червячный дифференциал.....	20
2.12 Цели и задачи исследования.....	22
3 ОПИСАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБРАННОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	25
3.1 Техническое описание и характеристики конструкции.....	25
3.2 Межколёсный самоблокирующийся дифференциал повышенного трения.....	26
4 РАСЧЕТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ.....	28
4.1 Расчёт винтошарикового дифференциала.....	28
4.2 Анализ лабораторных исследований кинематических и силовых характеристик винтошарикового дифференциала.....	35
5 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	51
5.1 Введение.....	50

										Лист
										4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ

5.2 Описание процесса изготовления детали и ее назначения.....	51
6 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ .....	57
6.1 Организационный раздел.....	57
6.2 Экономический раздел.....	59
6.2.1 Описание конструкции.....	59
6.2.2 Анализ прогрессивности проектируемой конструкции.....	59
6.2.3 Оценка себестоимости изделия.....	61
6.2.4 Расчёт затрат на производство проектируемой детали.....	63
6.2.5 Расчёт себестоимости детали.....	68
6.2.6 Оценка коммерческой состоятельности проекта.....	68
6.2.7 Оценка эффективности инвестиций.....	69
6.2.8 Техничко–экономические показатели инвестиционного проекта...71	
7 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНИДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	74
7.1 Область применения.....	74
7.2 Оценка опасностей и риска.....	75
7.3 Мероприятия по уменьшению рисков.....	77
7.4 Требования охраны труда перед началом и во время работы.....	78
7.5 Информация для пользователя.....	79
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	81
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	82

## ВВЕДЕНИЕ

Для условий эксплуатации автомобиля УАЗ Hunter характерным является движение по поверхностям с различными вариантами неравномерности распределения сопротивления качению и сцепления, как в поперечном, так и в продольном направлениях. В таких условиях одним из основных путей повышения энергоэффективности и топливной экономичности будет совершенствование системы распределения мощности между ведущими колесами путем введения жесткой кинематической связи, приложения к ним крутящего момента и управления подачей топлива в двигатель.

Выявляются некоторые трудности, связанные с устройством автоматических систем распределения мощности на базе цифровой техники, которые учитывают особенность рабочих процессов систем и агрегатов автомобилей. Выбор оптимальной структуры, параметров и построение алгоритмов функционирования таких систем, которые включают множество частей, работа которых основана на разных физических принципах, связаны с определенными трудностями. Современные системы распределения мощности состоят из: механической (ДВС, межколесные и межосевые дифференциалы, тормозные механизмы), пневматической (тормозные камеры, пневмоцилиндры), электрической (исполнительные элементы приводов), электронной и микропроцессорной (вычислительная техника) частей.

Во время создания системы ограничения буксования необходимо учитывать ряд особенностей работы каждой части, как по отдельности, так и во время их взаимодействия и взаимовлияния при движении автомобиля.

Все известные алгоритмы управления построены по принципу отклонения регулируемой величины, т.е. вступают в работу, когда нежелательное событие (например, буксование ведущего колеса) уже произошло. Только после этого возникает управляющее воздействие, и часто это происходит при методе приближения (т.е. постепенно увеличиваясь), ведь в это время колесо проходит определенный путь, в котором меняются дорожные условия, соответственно

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

происходит потеря эффективности управляющего воздействия. Так же, в них используются методы пропорционально–интегрально–дифференциального (ПИД), адаптивного, нелинейного или оптимального управления. Для данных методов управления существует определённая особенность. Важно, чтобы сцепные характеристики колеса с дорогой были известны и не менялись, а возмущающие факторы были незначительны. Однако условия, которые характеризует взаимодействия колеса с опорной поверхностью автомобиля, изменяются в зависимости от некоторых условий: от маршрута движения и нагрузки, то есть они будут зависеть от дорожного покрытия. В это время, появляется необходимость в разработке правил оптимального управления при изменении несущей способности грунта.

В связи с этим главной и наиболее актуальной задачей в настоящее время при проведении разработки системы распределения мощности в автомобилях является исследование закономерностей управления системы и разработка на этой основе определённого алгоритма, который будет положительно влиять на увеличение энергоэффективности автомобилей.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

# 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОМОБИЛЕ УАЗ HUNTER

## 1.1 Назначение и характеристика автомобиля УАЗ Hunter

Автомобиль повышенной проходимости (внедорожник) [1], представлен на рисунке 1, предназначен для эксплуатации на дорогах всех категорий, а также на пересечённой местности. Автомобиль, представляющий собой дальнейшее развитие моделей УАЗ-469 и УАЗ-3151, выпускается Ульяновским автозаводом с 2003 года. Техническая характеристика представлена в таблице 1.1.

Исходные данные для таблицы взяты из технического описания УАЗ Hunter.



Рисунок 1 – Автомобиль повышенной проходимости УАЗ Hunter

Таблица 1.1 – Технические характеристики автомобиля УАЗ Hunter.

Двигатель и трансмиссия	
Тип двигателя	Бензиновый
Топливо	Бензин с октановым числом не менее 92
Рабочий объем, л	2,693
Максимальная мощность, л.с. (кВт)	128 (94,1) при 4600 об/мин
Максимальный крутящий момент, Н·м	209,7 при 2500 об/мин
Колесная формула	4 x 4
Коробка передач	механическая, 5-ступенчатая

Продолжение таблицы 1.1

Раздаточная коробка	2-ступенчатая с отключением привода переднего моста
Привод	постоянный задний, с жестко подключаемым передним
Подвеска, тормоза, шины	
Передние тормоза	дискового типа
Задние тормоза	барабанного типа
Передняя подвеска	зависимая, пружинная со стабилизатором поперечной устойчивости
Задняя подвеска	зависимая, на двух продольных полуэллиптических малолистовых рессорах
Шины	225/75 R16
Скорость и экономичность	
Максимальная скорость, км/ч	130
Расход топлива, л/100 км: при 90 км/ч	13,2
Общая емкость топливных баков, л	72
Геометрия и масса	
Количество мест	5+2
Длина, мм	4100
Ширина с зеркалами/без, мм	2010/1730
Высота, мм	2025
Колесная база, мм	2380
Колея передних/задних колес, мм	1465/1465
Дорожный просвет, мм	210
Глубина преодолеваемого брода, мм	500
Снаряжённая масса, кг	1845
Полная масса, кг	2520
Грузоподъёмность, кг	675



## 1.2 Характеристика условий эксплуатации автомобиля УАЗ Hunter

В настоящее время автомобиль УАЗ Hunter эксплуатируется во всех регионах нашей страны.

Россия по сравнению с другими странами характеризуется некоторыми особенностями в климате. На огромной территории России существуют множество климатических участков. Например, на юге РФ как таковая зима отсутствует, при этом в летнее время температура воздуха может достигать от 47 до 50<sup>0</sup>С. В то время как, в районах Крайнего Севера зимний период занимает большую часть года, продолжительность его может достигать до 270-300 дней в году, а температура воздуха может понижаться от минус 45 до 50<sup>0</sup>С

Величина солнечной радиации на территории Российской Федерации может достигать 1,60 кал/мин см<sup>2</sup>. Все эти условия способствуют снижению времени эксплуатации агрегатов и механизмов автомобиля [1].

Не только климатические условия влияют на время эксплуатации автомобиля, но так же внимание уделяется и развитию дорожной сети, так как автомобиль УАЗ – это средство многоцелевого назначения, то данный агрегат может быть использован и в условиях бездорожья.

Машины, работающие в полевых условиях также подвержены воздействию окружающей среды.

Следует отметить, что автомобиль УАЗ Hunter эксплуатируется и в армейских условиях, что соответственно накладывает на него свой отпечаток и при этом повышает и ужесточает ряд предъявляемых к нему требований. В целом данная модель автомобиля отвечает всем предъявляемым к нему требованиям, так же об этом говорит его широкое применение в Вооруженных Силах РФ.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

## 2 КОНСТРУКЦИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Дифференциал – это устройство по передаче мощности вращением, которое позволяет без каких-либо пробуксовок и потерь КПД складывать два различных по своим угловым скоростям входящих потока мощности в один исходящий, раскладывать один входящий поток мощности на два взаимозависимых по своим угловым скоростям исходящих, а также работать в первом и втором вариантах попеременно. Одно из основных назначений дифференциала в автомобилях – разветвление потока мощности от двигателя на две оси или два ведущих борта [2].

### 2.1 Назначение дифференциала

Использование дифференциалов в трансмиссиях автомобилей обусловлено тем, что необходимо обеспечить вращение ведущих колёс одной оси с различной угловой скоростью. Все это необходимо в поворотах, так же и при различном диаметре ведущих колёс, что возможно при вынужденной установке шин двух разных типоразмеров или если имеется разность давления в шинах. В ситуации, если оба колеса имеют жёсткую кинематическую связь, любое рассогласование частот вращения по вышеупомянутым факторам может привести к образованию так называемой паразитной циркуляции мощности. Это вредоносное явление вызывает проскальзывание колеса с меньшей силой сцепления относительно поверхности дороги, нарушает стабилизацию движения автомобиля по дуге, нагружает двигатель и трансмиссию, увеличивает расход топлива и проявляется тем сильнее, чем меньше радиус поворота и выше силы сцепления, действующие на колёса. Дифференциал, который установлен в разрез валов привода колёс одной оси, позволяет разорвать данную кинематическую связь между колёсами и устранить паразитную циркуляцию мощности, при этом не потеряв возможностей по передаче мощности на каждое из колес с КПД близким к 100%. Данный

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

дифференциал называется «межколёсным», а область использования является основной для дифференциалов вообще, так как межколёсный дифференциал присутствует в приводе ведущих колёс всех грузовых и легковых, так же почти во всех внедорожных, спортивных и гоночных автомобилей [2].

## 2.2 Устройство дифференциала

Основной частью любого из дифференциалов является только планетарная передача, которая путем механики своей работы является единственной из всех передач вращательного движения и может решать поставленные задачи, которые появляются перед дифференциалом в трансмиссии. Определение «планетарный дифференциал» является излишним – так как любой дифференциал является по умолчанию планетарным. Работоспособность планетарной передачи как дифференциала совсем не зависит ни от её формы или состава, ни от выбора конкретных звеньев под ведущие или ведомые. Любая планетарная передача в самом простом исполнении – трёхзвенного планетарного механизма без каких-либо управляющих частей – может выполнять функции по разложению одного потока на два взаимосвязанных либо же сложению двух независимых потоков в один. Выбор других звеньев ПП в качестве ведущих, а иных в качестве ведомых определяется только требуемой кинематикой связей дифференциала с другими частями трансмиссии и особенностями механики работы дифференциала в выбранном формате распределения функций между звеньями. Дополнение ПП управляющими элементами и использование так называемых сложных планетарных механизмов наделяет дифференциал возможностями по взаимовыравниванию угловых скоростей потоков и возможностями по активному управлению этими скоростями.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

### 2.3 Требования, предъявляемые к дифференциалам

Дифференциал должен обеспечивать:

- вращение ведущих колес с различной угловой скоростью при движении по рельефным дорогам, маневрировании и при совершении поворотов ;
- перераспределение крутящего момента по ведущим колесам по условиям движения;
- управляемостью и устойчивостью автомобиля во время движения;
- высокий уровень КПД;
- соответствие общим техническим требованиям: простота конструирования и обслуживания, минимальные размеры и масса, технологичность, ремонтпригодность, низкий уровень шума, унификация [2]. Составные части и схема работы дифференциала приведена на рисунке 2.1.

### 2.4 Симметричный конический дифференциал

Симметричные конические дифференциалы, представлены на рисунке 2.2 наиболее распространены на легковых и грузовых автомобилях, они используются в качестве межколесных и межосевых дифференциалов [2].

Механизм дифференциала состоит из:

- корпус (неразъемный или разъемный);
- сателлиты (два или четыре);
- ось сателлитов или крестовина;
- полуосевые шестерни;
- опоры (конические подшипники) и детали крепления.

Особенности данной конструкции:

- сателлиты и полуосевые шестерни -прямозубые;
- установление антифрикционных шайб между трущимися поверхностями, чтобы уменьшить трение;

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

– торцевые поверхности сателлитов и внутренняя поверхность корпуса выполняют сферическими, что способствует центрированию сателлитов на осях и более точному зацеплению с полуосевыми шестернями;

– для обеспечения смазки сателлитов, оси в местах посадки сателлитов должны иметь лыски или спиральные канавки, удерживающие масло.

К преимуществам относят:

- простота в изготовлении ;
- минимальные размеры, масса и стоимость ( т.к. для изготовления используют дешевые материалы);
- обеспечивается хорошая управляемость и устойчивость;
- высокий КПД (малые потери на трение) (0,85...0,95);
- достаточная надежность.

Минусами является ограничение проходимости и возможный занос автомобиля.

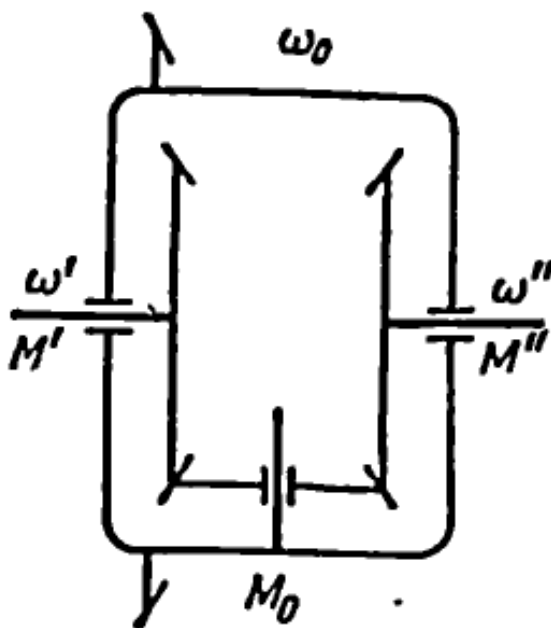


Рисунок 2.1 – Симметричный конический дифференциал

## 2.5 Несимметричный конический дифференциал

В несимметричных дифференциалах момент между выходными валами распределяется не поровну. Отношение крутящих моментов на выходных валах определяется передаточным числом дифференциала [2]. Конструкция и схема работы дифференциала показана на рисунке 2.2.

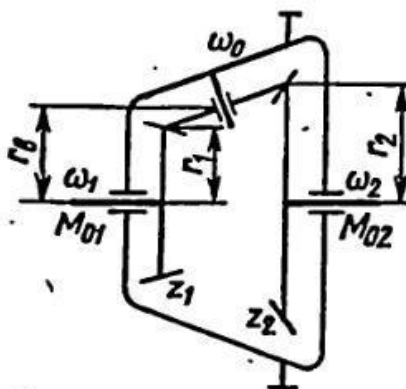


Рисунок 2.2 – Несимметричный конический дифференциал

Для автомобилей с колесной формулой 4x4 или 6x6 часто требуется неравномерное распределение крутящего момента между ведущими мостами. Например, в автомобиле с колесной формулой 4x4, задние сдвоенные колеса способны воспринять вес больший, чем одиночные передние колеса, по крайней мере в 2 раза. Если для распределения крутящего момента между передним и задним мостами будет применен обычный симметричный дифференциал, то для создания тяговой силы будет использоваться только половина веса, приходящегося на задний мост, так как к задним колесам невозможно подвести крутящий момент больший, чем к передним.

Несимметричные дифференциалы могут быть применены только для малых перераспределений крутящего момента, так как передаваемый крутящий момент пропорционален радиусу действия окружного усилия на выходной шестерне.

## 2.6 Симметричный цилиндрический дифференциал

Симметричный цилиндрический дифференциал содержит попарно связанные между собой сателлиты, установленные на осях корпуса и две цилиндрические шестерни [2]. Конструкция и схема работы дифференциала приведена на рисунке 2.3.

Недостатки: большое число деталей, большая сложность изготовления.

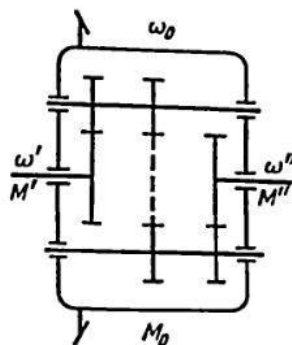


Рисунок 2.3 – Симметричный цилиндрический дифференциал

## 2.7 Несимметричный цилиндрический дифференциал

Конструкция и схема работы дифференциала приведена на рисунке 2.4.

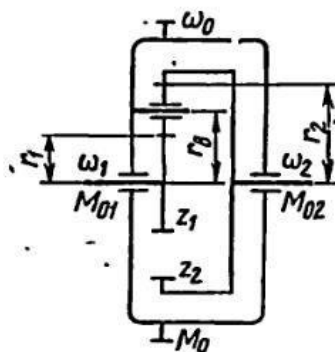


Рисунок 2.4 – Несимметричный цилиндрический дифференциал

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

## 2.8 Принудительная блокировка дифференциалов

В настоящее время существует два варианта блокирования дифференциала [7, 8]:

- соединение одной из полуосей (валов) с корпусом дифференциала;
- соединение полуосевых шестерен между собой.

При использовании простого дифференциала с принудительной блокировкой происходит обеспечение наибольшего тягового усилия. Преимущество данного дифференциала в том, что он в определенных условиях выводит из работы дифференциал, что обеспечивает жесткую связь привода, которая обладает определенным свойством – возможность в перераспределении крутящего момента на те мосты и колеса, которые способны реализовывать большие его величины, тем самым предотвращая буксование колес, которые оказались в сложных условиях по сцеплению. Так же во время движения автомобиля с заблокированным дифференциалом происходит нарушение соответствия между угловой и линейной скоростями колес, увеличивается нагрузка на трансмиссию (при разнице радиусов качения 7...8 мм нагружение трансмиссии крутящим моментом увеличивается в 2 раза), также происходит ускоренное изнашивание шин, возникает разность тангенциальных усилий, которая обусловлена разными коэффициентами сцепления ведущих колес с дорогой, что приводит к возникновению свободного момента, за счет этого происходит нарушение устойчивости и затруднения управления автомобилем. Также немаловажно, что дифференциальные механизмы с принудительной блокировкой вполне ненадежны при обеспечении устойчивого движения автомобиля в экстремально-сложных ситуациях на дорогах, так как не всегда получается принудительно заблокировать дифференциал.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18



## 2.9 Самоблокирующиеся дифференциалы

Самоблокирующиеся дифференциалы с повышенным внутренним трением имеют коэффициент блокировки, значительно больший единицы [2]. Они обладают некоторой автоматичностью действия. Дифференциал автоматически блокируется при отношении моментов на колесах меньшем, чем коэффициент блокировки. И только в случае равенства отношения моментов коэффициенту блокировки дифференциал разблокируется и дает возможность колесам вращаться с неодинаковой угловой скоростью. В настоящее время нашли распространение конические дифференциалы с фрикционными блокирующими муфтами, червячные дифференциалы, кулачковые дифференциалы (с осевым расположением кулачков, и с радиальным расположением).

При использовании самоблокирующегося дифференциала тяговое усилие занимает промежуточное значение близкое к заблокированному или к дифференциальному приводу в зависимости от коэффициента блокировки. Применять такой дифференциал целесообразно на разбитых дорогах и снежной целине. Вместе с тем в результате установки самоблокирующегося дифференциала примерно вдвое повышается вероятность заноса на скользких дорогах. В гололед автомобиль с самоблокирующимся дифференциалом имеет плохую управляемость [6]. Конструкция и схема работы дифференциала приведена на рисунке 2.5.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

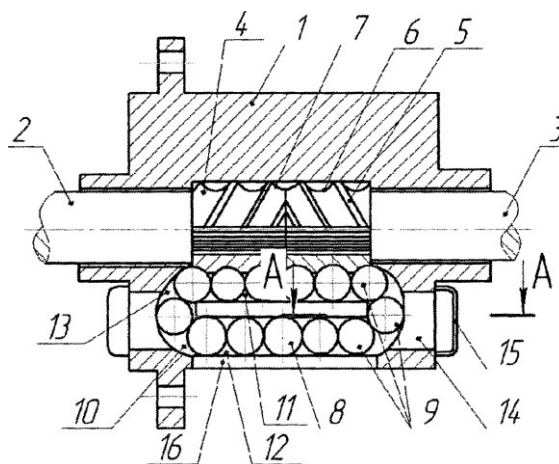


Рисунок 2.5 – Самоблокирующийся дифференциал.

## 2.10 Конические дифференциалы, повышенного трения

Конические дифференциалы с фрикционными блокирующимися муфтами делятся на две группы:

- дифференциалы с дополнительными муфтами, нормальное давление на которых создается за счет осевых сил, возникающих в зубчатом зацеплении;
- дифференциалы с дополнительными муфтами с постоянной величиной нормального давления (под воздействием пружин)

Такие дифференциалы имеют значительно меньший коэффициент блокировки. По экспериментальным данным дифференциалы 1-й группы имеют  $K_b=0,23\dots 0,38$ . Для получения больших значений коэффициента блокировки существенно усложняется конструкция дифференциала, а, следовательно, увеличиваются и габаритные размеры [6].

К достоинствам этих дифференциалов можно отнести частичную унификацию с простыми коническими дифференциалами, повышение проходимости автомобиля. Как недостаток, следует отметить, что они:

- более сложны по конструкции;
- имеют большие габариты и массу;
- при небольшом моменте трения малоэффективны, а при большом – блокируются в широком диапазоне нагрузок, что может вызвать износ шин;

- имеют более низкий КПД (0,75...0,85);
- ухудшают управляемость и устойчивость.

Поэтому они не получили широкого распространения.

## 2.11 Червячный дифференциал

Дифференциал «Torsen» – это несколько червячных передач, вращающихся внутри герметичного корпуса. От углов наклона червяков и применяемых материалов зависит коэффициент блокировки. Он определяет, когда и какой дополнительный момент должен перейти на ось, имеющую лучшее сцепление с дорогой.

Немного позже на автомобилях высших классов появился новый самоблокирующийся дифференциал «Torsen», который получил обозначение ПАТ (Parallel-Axis-Torsen). Червячные колеса в этом узле вращаются параллельно валам коробки передач. Из-за иной конструкции и новых материалов диапазон перетекающих моментов расширился – от 25 до 75%. Кроме того, новый узел плавнее «переводил» крутящий момент с одной оси на другую [10].

Конструкция и схема работы дифференциала «Torsen» первого поколения приведена на рисунке 2.6.

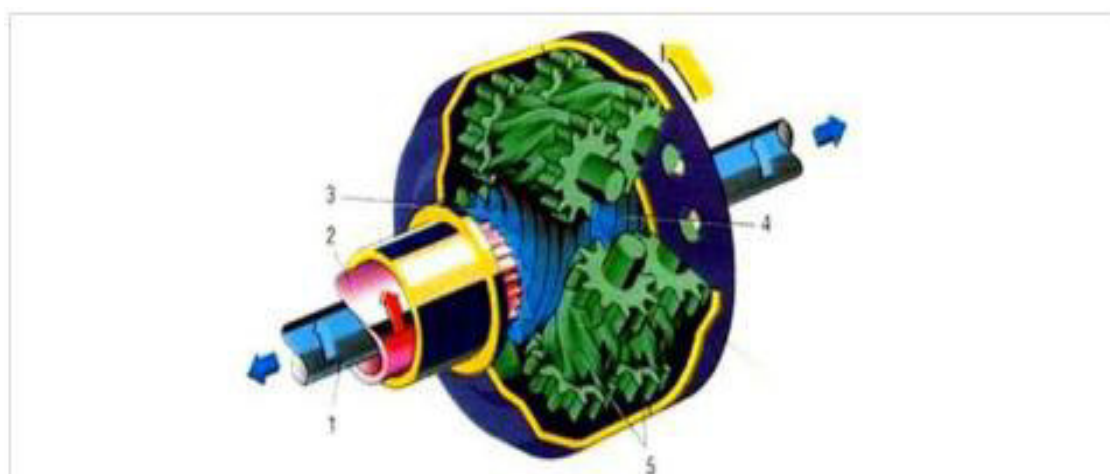


Рисунок 2.6 – Дифференциал повышенного трения «Torsen»

Третий тип производится компанией Zexel Torsen (Т-3) и предназначен в основном для межосевых дифференциалов. В данном дифференциале используются косозубые шестерни полуосей и винтовые шестерни сателлитов. Оси сателлитов параллельны полуосям. Планетарная структура конструкции позволяет сместить номинальное распределение крутящего момента в пользу одной из осей. В целом, смещение номинального распределения момента между осями возможно в диапазоне от 65/35 до 35/65. Срабатывание частичной блокировки обеспечивает 20–30% перераспределение передаваемых на полуоси моментов. Так же, подобная структура дифференциала делает его компактным, что в свою очередь, упрощает конструкцию и улучшает компоновку раздаточной коробки. Дифференциал Zexel Torsen (Т-3) приведен на рисунке 2.7, 2.8.



Рисунок 2.7 – Дифференциал Zexel Torsen (Т-3)

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

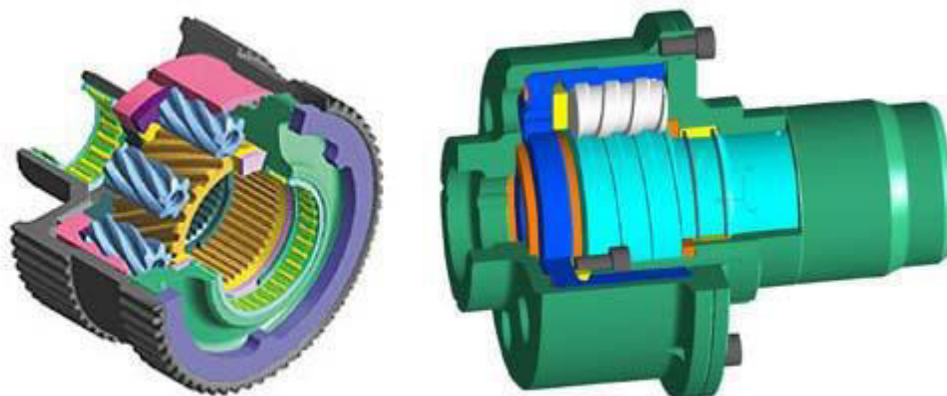


Рисунок 2.8 – Дифференциалы «Torsen» четвертого и пятого типов

## 2.12 Цели и задачи исследования

В ходе обзора и анализа основных существующих узлов ведущих мостов автомобилей, отвечающих за распределения мощности, а именно межколёсных дифференциалов можно сделать следующий вывод: наиболее современными и часто используемыми для автомобилей повышенной проходимости в настоящее время является - самоблокирующийся межколёсный винтошариковый дифференциал.

Отсюда целью данного исследования станет анализ характеристик винтошарикового дифференциала и если потребуется, улучшение показателей его работы, то есть КПД.

Исходя из цели исследования, были поставлены следующие задачи:

- 1 Описать выбранную конструкцию;
- 2 Произвести расчёты, подтверждающие работоспособность конструкции и проанализировать проведённые испытания;
- 3 Выполнить технологическую карту изготовления детали;
- 4 Рассмотреть экономическую часть проекта;
- 5 Рассмотреть требования по охране труда.

### 3 ОПИСАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБРАННОЙ КОНСТРУКЦИИ

На основании проведенного анализа различных вариантов дифференциалов, которые отвечают за распределение мощности автомобиля УАЗ Hunter многоцелевого назначения, предлагаю выбрать, самоблокирующийся дифференциал.

Применение самоблокирующегося дифференциала, содержащего приводной корпус с маслозаборными окнами в возвратной части канала, позволяет распределить крутящий момент между ведущими колёсами в определенной пропорции, которая обусловлена внутренним передаточным отношением самоблокирующегося дифференциала.

#### 3.1 Техническое описание и характеристики конструкции

Ниже приведено описание рассматриваемой конструкции. Это самоблокирующийся межколёсный дифференциал.

#### 3.2 Межколёсный самоблокирующийся дифференциал повышенного трения

Одним из вариантов для решения проблемы буксующего колеса в трансмиссиях с дифференциальным приводом является использование самоблокирующихся дифференциалов. Конструкция дифференциала повышенного трения [2, 3], показана на рисунке 3.1, она состоит из следующих составных частей: корпус 2, с расположенными в центре двумя винтовыми шнеками 4, торцами, которые соприкасаются. В корпусе продольно оси его вращения имеются парные параллельные отверстия 5, которые образуют замкнутый канал, заполненный шариками 6. Нижняя часть канала открыта для погружения шариков в винтовые канавки полуосевых элементов. Сумма из двух прямолинейных и двух торообразных участков образует бесконечный канал, в нем идет перемещение шариковой цепочки. Замкнутая цепочка шариков соединяет оба полуосевых элемента в единую кинематическую схему.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

При вращательных движениях корпуса, мощность переходит на винтовые канавки полуосевых элементов через цепочку шариков, а канавки, через полуоси 3, передают мощность на колеса автомобиля.

При движении равномерном и прямолинейном, когда в винтошариковом дифференциале образуется относительное равновесие сил, тогда шарики в цепочке находятся в прижатом состоянии, не перемещаясь вдоль каналов, тем самым они заставляют шнеки вращаться с частотой, которая равна частоте вращения корпуса дифференциала. При совершении маневров или из-за неровностей на дороге полуосевые элементы вращаются с разными угловыми скоростями и стремятся вытолкнуть шарики в верхних и нижних частях канала по направлению от забегающего колеса к отстающему. Вследствие того, что оба шнека стремятся переместить шарики в бесконечном канале, дифференциал в таком режиме сохраняет признаки свободного дифференциала, но чем выше возникает разница нагрузок на колеса и частот вращения, то тем больший возникает блокирующий момент.

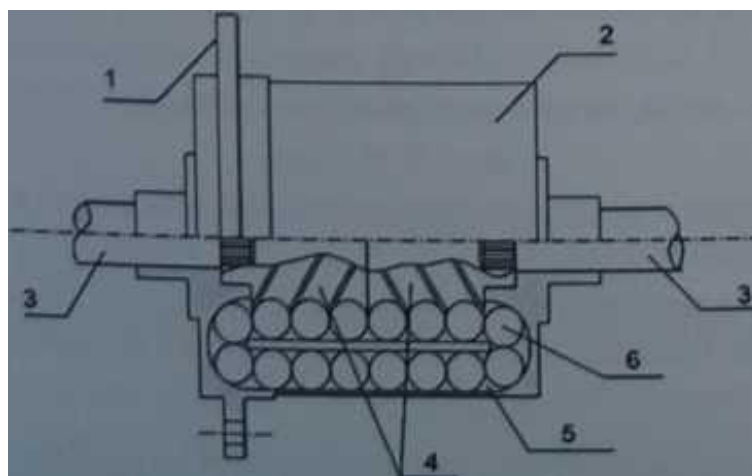


Рисунок 3.1 – Дифференциал повышенного трения

1 – фланец шестерни главной передачи; 2 – корпус дифференциала; 3 – полуоси транспортного средства; 4 – полуосевые элементы (шнеки); 5 – канал для прохождения шариков; 6 – тела качения (шарики).

В ситуации если одно из ведущих колес начинает буксовать на скользкой поверхности, то шнек, который связан с его полуосью будет стремиться к перемещению шариков в бесконечном канале, но шарики, связанные со шнеком отстающего колеса, которое имеет лучшее сцепление с опорной поверхностью, будут стопориться в своей части канала.

Это приведет к расклиниванию шариковой цепочки в канале, и дифференциал будет как одно целое проворачиваться. Принцип блокировки похож на самоторможение червячной передачи. Коэффициент блокировки зависит только от разности нагрузки, которая присутствует на ведущих колесах. Винтошариковый дифференциал реагирует на разницу нагрузок на ведущих колесах и тягу двигателя[4], а на разницу скоростей вращения колес не реагирует. Ведь чем выше разность нагрузок на ведущих колесах, тем тогда и больше коэффициент блокирования. При торможении двигателем и применении заднего хода шнеки прижимают шарики на прямом участке канала друг к другу, что приводит к блокированию ВШД.

#### Выводы по разделу три

На основании выполненного анализа основных узлов многоцелевого автомобиля УАЗ Hunter, отвечающих за распределение мощности, принята следующая конструкция межколёсного дифференциала: самоблокирующийся дифференциал (дифференциал повышенного трения).

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27



## 4 РАСЧЕТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

Учитывая то, что межколёсный дифференциал работает в определенных нестандартных ситуациях, то наиболее значительное внимание было уделено влиянию изменения угла наклона шнеков на плавность («мягкость») включения дифференциала и увеличению ресурса (КПД) путём добавления масляных каналов.

Особенность работы и математическая зависимость винтошарикового дифференциала остаются малоизученными, поэтому вначале проведены расчёты и стендовые испытания дифференциала данного типа с целью определения крутящих моментов и коэффициента блокировки в разных режимах работы.

### 4.1 Расчёт винтошарикового дифференциала

Приведем пример, когда ведущие колеса имеют разное сцепление с опорной поверхностью. Момент на колесе с большим коэффициентом сцепления зависит от коэффициента блокировки дифференциала, который, в свою очередь, определяется КПД составляющих шариковой передачи .

$$M_{max} = M_{min} \cdot K_{\delta} \quad (4.1)$$

где  $M_{min}$  – момент на колесе с меньшим коэффициентом сцепления, Нм;

$M_{max}$  – момент на колесе с большим коэффициентом сцепления, Нм;

$K_{\delta}$  – коэффициент блокировки дифференциала.

$$K_{\delta} = \frac{1}{n_m} \quad (4.2)$$

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

где  $n_m$  – механический КПД передачи силы шариками в канале КПД передачи силы шариковой цепочкой определяется КПД передачи силы шариками на отдельно взятых участках канала (3).

$$n_m = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \quad (4.3)$$

где  $n_1$  – КПД при передаче силы шариками в первой поворотной части канала;  
 $n_2$  – КПД при передаче силы шариками во второй поворотной части канала;  
 $n_3$  – КПД при передаче силы шариками в прямолинейной поворотной части канала.

Определим КПД ( $n_1$ ) передачи шариками силы в торообразном канале, изображённом на рисунке 4.1, кривизна которого определяется отношениями 4.4 и 4.5.

$$\frac{D}{d} = \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (4.4)$$

где  $D$  – диаметр торойда по оси, мм;

$d$  – диаметр шарика, мм;

$\alpha_n$  – угол охвата шарика, град.

$$\alpha_n = \frac{360}{2n} = \frac{180}{n}, \quad (4.5)$$

где  $n$  – число шариков вмещаемых в торойд  $360^\circ$ .

На рисунке 4.1 видно, что половина угла между двумя лучами, выходящими из центра торойда  $O$  и проходящими через центр находящихся рядом шариков, а также угол между силами  $F_{n1}$  и  $P_1$ ,  $P$  и  $F_{12}$  равны  $\alpha_n$ , как углы между перекрещивающимися прямыми.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Найдём силу  $F_{12}$ , передаваемому шариком 1 к шариком 2, через заданную силу  $F_{n1}$ , приложенную к шариком 1 и совпадающую с направлением силы, передаваемой шариком  $n$  к шариком 1 и через заданный угол  $\alpha_n$ .

Суммируя силы на рисунке 4.1  $F_{n1}$ , ее компоненты  $N$  и  $P$ , силу трения  $H$ , суммарную силу  $R_1$ , проекция которой перпендикулярна силе  $P$ , укажем на прямой, проходящей через центры шариков 1 и 2, величину силы  $F_{12}$ :

$$F_{12} \cdot \cos\alpha = P - H; F_{12} = \frac{P-H}{\cos\alpha}, \quad (4.6)$$

где  $H$  – сила трения, Н;

$P$  – компонент силы  $F_{n1}$ , направленный в сторону движения и перпендикулярный компоненту  $N$ , Н;

$\alpha_n$  – угол охвата шарика, град.

$$N = F_{n1} \cdot \sin\alpha; H = f \cdot F_{n1} \cdot \sin\alpha. \quad (4.7)$$

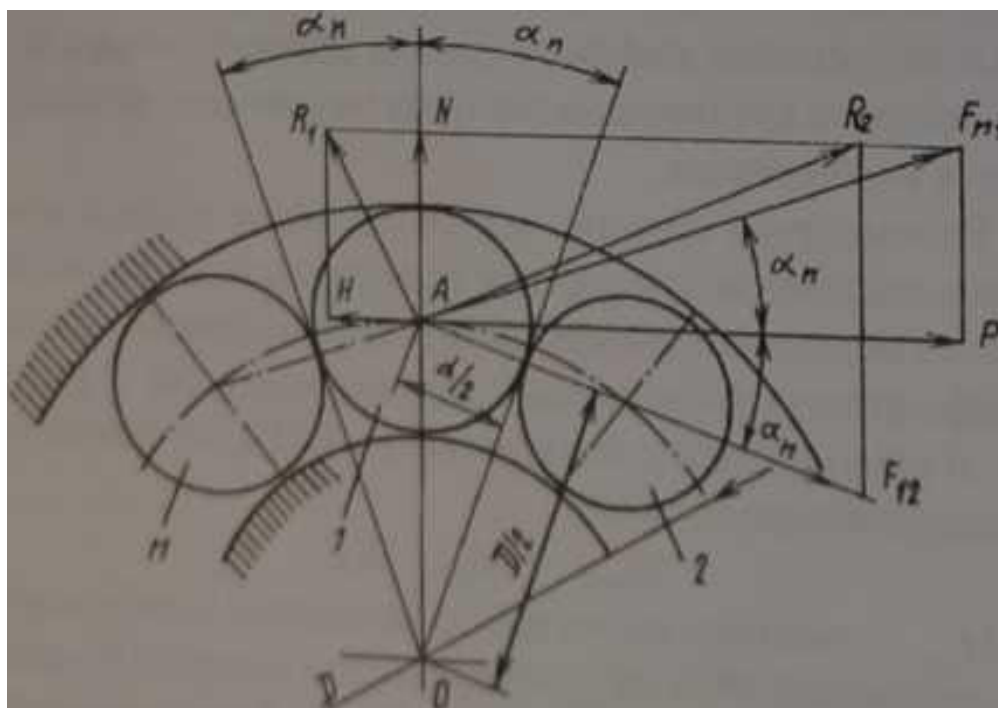


Рисунок 4.1 – Поворотный канал

Подставляя в найденные значения  $P$  и  $H$ , получим выражение КПД передачи силы от 1-ого шарика ко второму:

$$F_{12} = \frac{Fn_1 \cdot \cos\alpha - f \cdot Fn_1 \cdot \sin\alpha}{\cos\alpha}; \quad (4.8)$$

$$F_{12} = Fn_1 \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha); \quad (4.9)$$

$$\eta_{12} = \frac{Fn_1(1-f \cdot \operatorname{tg}\alpha)}{Fn_1}; \quad (4.10)$$

$$F_{23} = F_{12} \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha) = Fn_1 \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha)^2, \quad (4.11)$$

где  $\eta_{12}$  - КПД передачи силы от первого шарика ко второму.

Из выражения 7 найдём силы, которые передаются вторым шариком третьему, третьим четвёртому и т.д.:

$$F_{23} = F_{12} \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha) = Fn_1 \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha)^2; \quad (4.12)$$

$$F_{34} = F_{23} \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha) = Fn_1 \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha)^2; \quad (4.13)$$

$$F_{45} = F_{34} \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha) = Fn_1 \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha); \quad (4.14)$$

$$F_{m(m+1)} = F_{(m-1)m} \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha) = Fn_1 \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha)^n. \quad (4.15)$$

Уравновешенная сила к силе  $F_{n1}$ , приложенная к шариком  $m$  шариком  $(m+1)$  уменьшается согласно формуле 4.11.

Найдём КПД передачи силы  $F_{n1}$  к шариком  $(n+1)$  и торойде  $360^\circ$ :

$$\eta_{\tau n} = \frac{F_{\tau n}(1-f \cdot \operatorname{tg}\alpha)}{Fn_1}; \quad (4.16)$$

$$\eta_{\beta n} = (1 - f \cdot \operatorname{tg}\alpha)^n, \quad (4.17)$$

где  $n$  – число шариков, помещённых в торойд  $360^\circ$ ;

$f$ - коэффициент трения.

Определим  $\eta_3$  – КПД передачи силы шариками в прямой части канала.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

КПД прямой части канала будет равняться отношению моментов на шнеке, со стороны которого шарики входят в канал к моменту на шнеке, со стороны которого шарики покидают канал (присвоим данным шнекам индексы 1 и 2 соответственно) рисунок 4.2.

Суммарная сила  $R$ , действующая на шарик, состоит из осевой силы  $P$ , толкающей шариковую цепочку, и реакции на стенку канала  $N_n$ . Их отношение определяется по формуле:

$$\frac{N_n}{P_n} = \operatorname{tg} q, \quad (4.18)$$

где  $q$  – угол наклона винтовой линии шнека, град.

Сила трения  $H$  на рисунке 4.3 в точке контакта шарика с каналом находится по формуле:

$$H = f \cdot N. \quad (4.19)$$

где  $f$  – коэффициент трения.

$$N = F_{\text{ш}} \cdot \sin \gamma. \quad (4.20)$$

где  $F_{\text{ш}}$  – сила, передаваемая шариками,  $N$ .

$$H = f \cdot F_{\text{ш}} \cdot \sin \gamma. \quad (4.21)$$

В точке контакта шарика со шнеком действует сила, равная и противоположная силе  $N$ , поэтому суммарные потери  $H_3$  на трение в зацеплении практически равны двукратной потере на трение в точке контакта шарика с каналом:

$$H_3 = 2 \cdot f \cdot N. \quad (4.22)$$

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

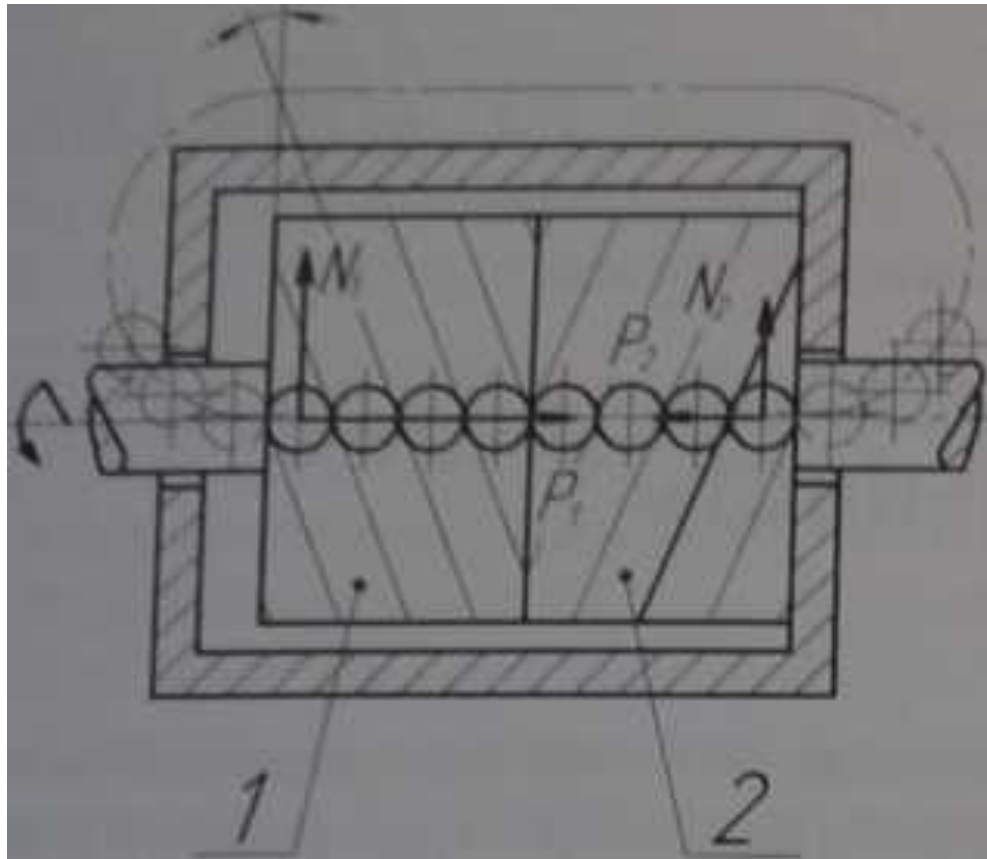


Рисунок 4.2 – Движение шариков в прямолинейной части канала.

Вычислим крутящие моменты на шнеках, они будут равны:

$$M_1 = N_1 \cdot R + Mt_1, \quad (4.23)$$

где  $Mt_1$  – момент на входном шнеке, Нм;

$N_1$  – сила реакции шарика на стенку канала, Н;

$R$  – радиус шнека, м;

$Mt_1$  – момент трения между шнеками, Нм.

$$M_2 = N_2 \cdot R - Mt_1 - Mt_2, \quad (4.24)$$

где  $Mt_2$  – момент на входном шнеке, Нм;

$N_2$  – сила реакции шарика на стенку канала, Н;

$R$  – радиус шнека, м;

$Mt_2$  – момент трения шнека о корпус, Нм.

Предположим, что сила трения приложена в точке, удалённой на  $2/3$  радиуса шнека от его центра, силой трения входного шнека о корпус пренебрежём.

Моменты трения найдём по следующим формулам:

$$Mt_1 = P_1 \cdot f \cdot \frac{2}{3} R, \quad (4.25)$$

где  $Mt_1$  – момент трения между шнеками, Нм;

$P_1$  – осевая сила шарика на входе в канал, Н;

$f$  – коэффициент трения;

$R$  – радиус шнека, м.

$$Mt_2 = (P^1 - P^2) \cdot f \cdot \frac{2}{3} R, \quad (4.26)$$

где  $Mt_2$  – момент трения между шнеком и корпусом, Нм;

$P_2$  – осевая сила шарика на входе из канала, Н;

$f$  – коэффициент трения;

$R$  – радиус шнека, м.

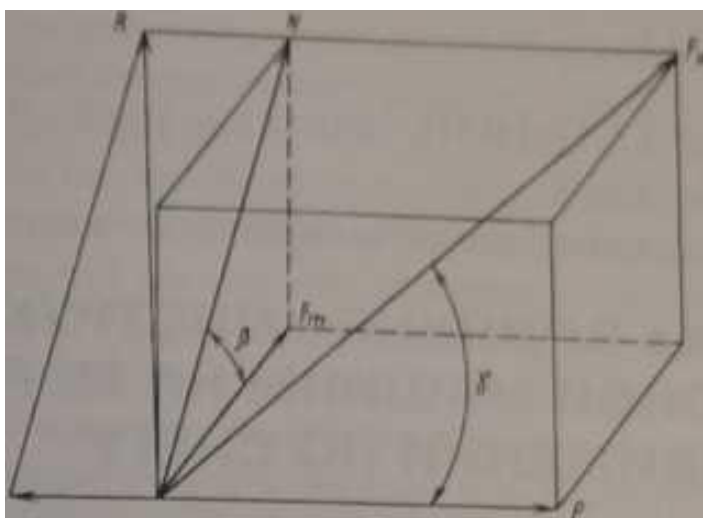


Рисунок 4.3 – Силы действующие на шарик.

После подстановки получим выражение для КПД прямолинейного участка:

$$\eta_3 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{(1-2\cdot f)^m \cdot \left(1 + \frac{2f}{3tgq}\right) - \frac{4f}{3tgq}}{1 + \frac{2f}{3tgq}}, \quad (4.27)$$

где  $\eta_3$  – КПД передачи силы в прямой части канала.

Общий КПД дифференциала будет равняться произведению КПД поворотных каналов и прямолинейного участка:

$$\eta^m = \eta_{\text{тп}} = \frac{M_2}{M_1} = (1 - ftg\alpha)^m \cdot \frac{(1-2\cdot f)^m \cdot \left(1 + \frac{2f}{3tgq}\right) - \frac{4f}{3tgq}}{1 + \frac{2f}{3tgq}}, \quad (4.28)$$

#### 4.2 Анализ лабораторных исследований кинематических и силовых характеристик винтошарикового дифференциала

В настоящее время винтошариковый дифференциал (ВШД) – это одна из перспективных конструкций самоблокирующегося дифференциала. Конструкцию данного дифференциала запатентовали в середине XX века [4], но в связи с высокими требованиями, предъявляемыми к материалам и к точности изготовления до недавнего времени ВШД массово не производился. Усовершенствованная конструкция была запатентована инженером В.Н. Красиковым и наложено производство ВШД [2].

На данный момент времени винтошариковый дифференциал является известной конструкцией, которая обладает достаточно простым устройством [4]. Эта конструкция, свойства которой хорошо и полно изучены. Во время выполнения ВКР был произведен анализ рабочих процессов ВШД для более точного установления закономерностей работы конструкции, прогнозирования поведе-

									Лист
									35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



ния на дороге, составления рекомендаций для водителей автотранспортных средств, которые оснащены ВШД, а так же, в дальнейшем, для усовершенствования дифференциала, чтобы получить оптимальные характеристики распределения крутящего момента, для обеспечения надёжности и безопасности движения.

За основу были взяты материалы, полученные аспирантами кафедры «КГМ» на динамическом нагрузочном стенде ЮУрГУ, стенд изображён на рисунке 4.4.

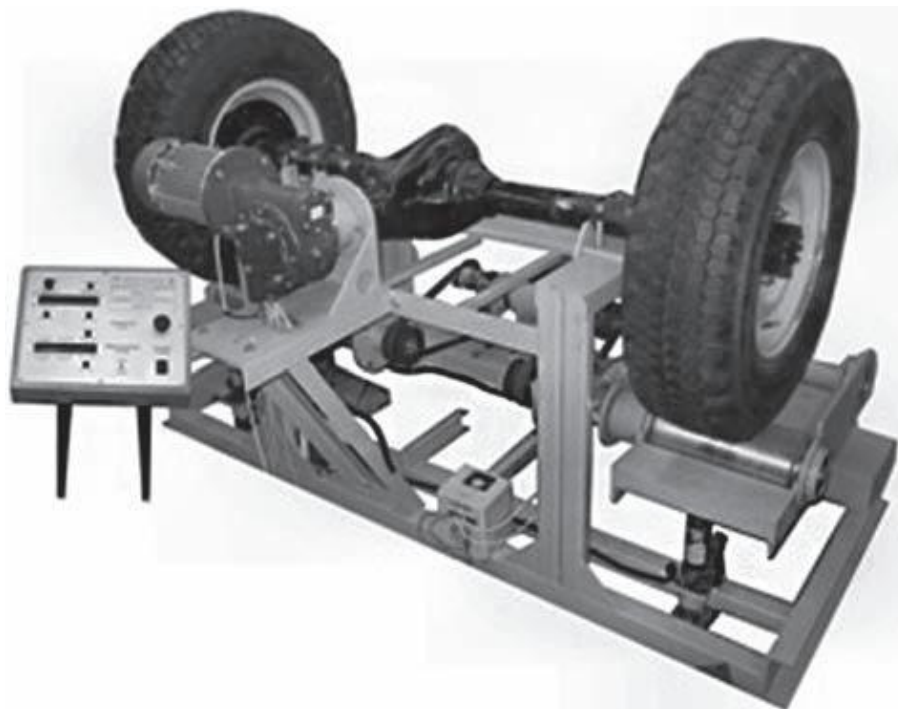


Рисунок 4.4 – Динамический нагрузочный стенд.

Динамический нагрузочный стенд состоит из: основания, с установленными на нём силовым электродвигателем, который взаимосвязан через понижающий редуктор с редуктором ведущего моста автомобиля, в который устанавливается механизм распределения мощности, выходные валы ведущего моста взаимодействуют через колёса с нагружающим устройством для моделирования различных режимов движения транспортного средства.

При разной внешней нагрузке динамический нагрузочный стенд может обеспечить имитацию разных режимов движения.

С панели управления оператора путём изменения оборотов силового электродвигателя осуществляется работа и управление нагрузочного стенда.

Исследование по работе винтошарикового дифференциала было произведено на следующих моделируемых режимах движения колесной машины:

- равномерное прямолинейное движение с одинаковыми нагрузками на колесах;
- движение на повороте с постоянной скоростью и одинаковыми нагрузками на колесах;
- движение на повороте с ускорением и одинаковыми нагрузками на колесах;
- движение на повороте с ускорением и различными нагрузками на колесах.
- прямолинейное движение с ускорением и одинаковыми нагрузками на колесах;
- прямолинейное движение с ускорением и различными нагрузками на колесах;

Отыскание управляющих параметров, которые смогли бы обеспечить максимальную эффективность движения колесной машины является основной задачей оптимизации распределения мощности между ведущими колесами.

При проведённых ранее стендовых испытаниях были определены следующие параметры: частоты вращения колес, крутящие моменты ( $M_{кр}$ ) на входном валу и полуосях, коэффициент блокировки дифференциала ( $K_б$ ).

Моделирование ситуации для равномерного прямолинейного движения автотранспорта с одинаковыми нагрузками на колесах было проведено в данных условиях: частота вращения входного вала постоянна и составляет  $500 \text{ мин}^{-1}$ , нагрузка на правое колесо 3000 Н, нагрузка на левое колесо 3000 Н. Характеристики, которые были получены в ходе испытания, показаны на рисунках 4.5, 4.6, 4.7.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

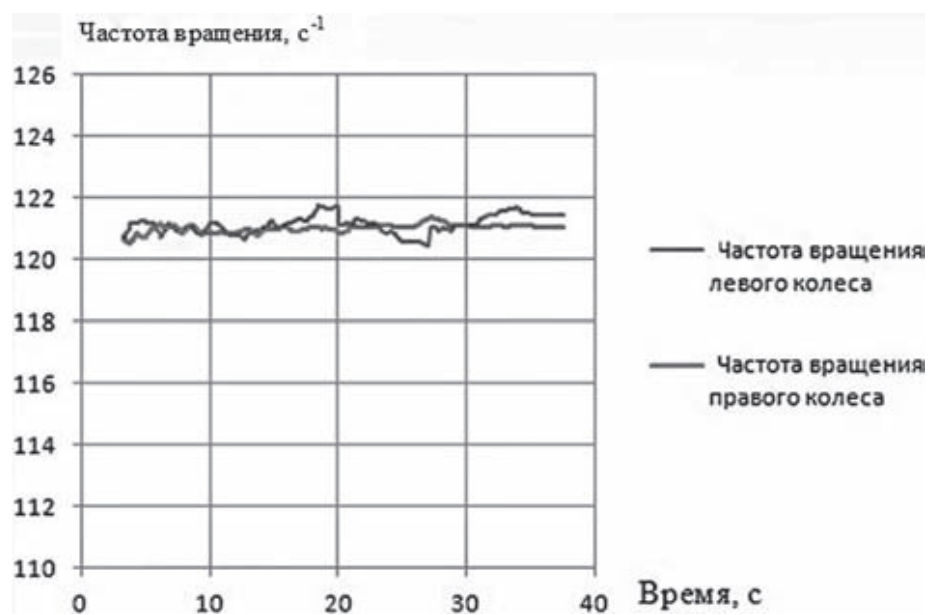


Рисунок 4.5 – Частоты вращения на первом исследуемом режиме.

Из графиков можно заметить, что частоты вращения колес и крутящие моменты на полуосях имеют постоянное значение и равны для обоих колес, что соответствует равномерному прямолинейному движению с одинаковой нагрузкой на ведущих колесах. Среднее значение  $K_6$  составляет 2. Это значение  $K_6$  обуславливается необходимостью компенсации кинематического рассогласования колес, которое связано с погрешностью изготовления шин и разностью давлений воздуха в шинах.

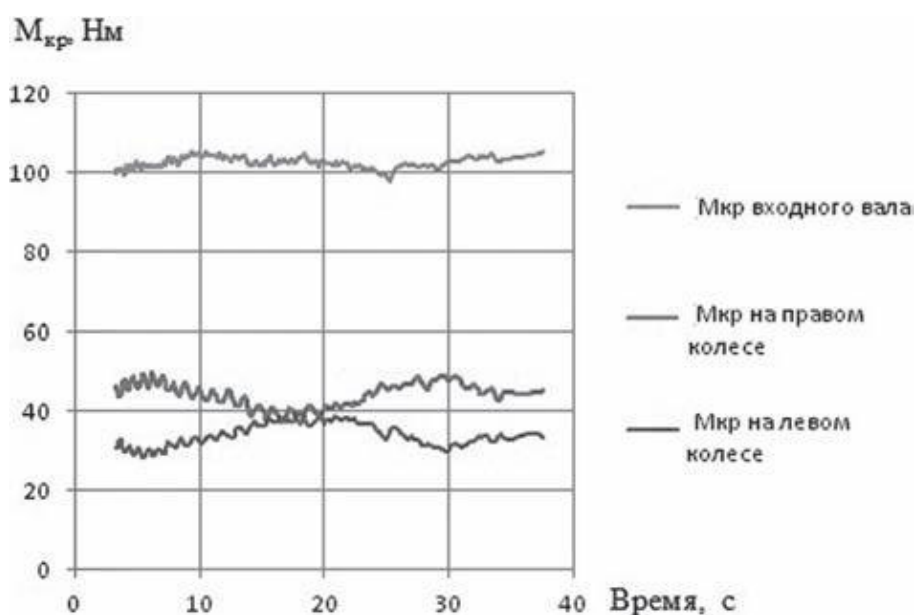


Рисунок 4.6 – Крутящие моменты на первом исследуемом режиме.

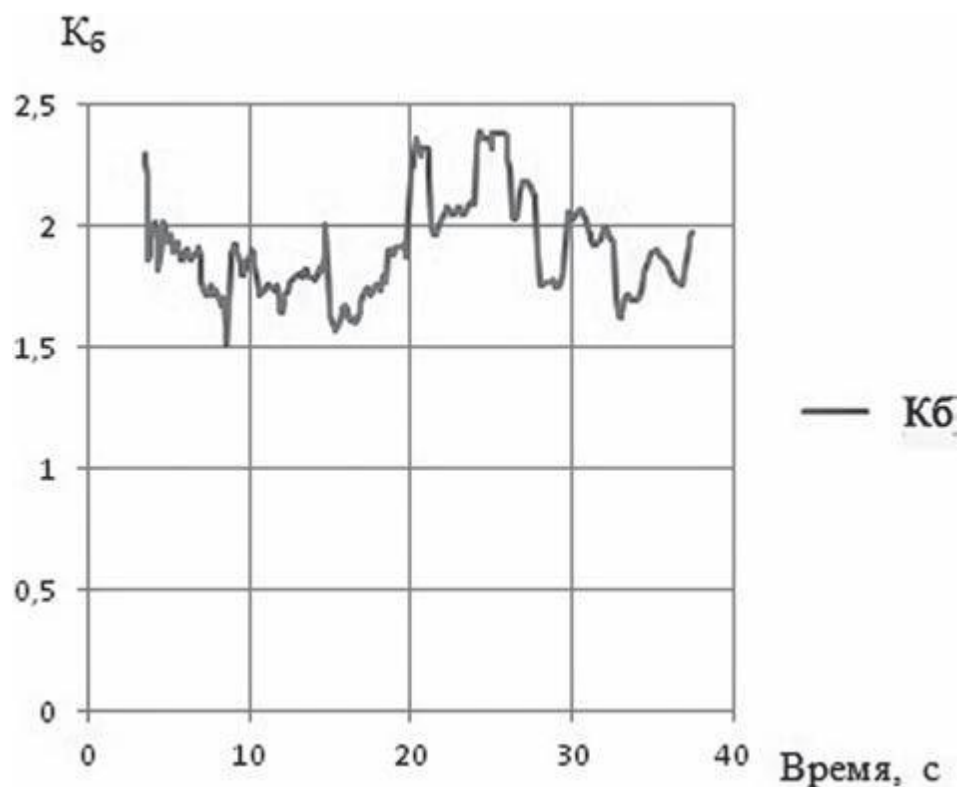


Рисунок 4.7 – Коэффициент блокировки на первом исследуемом режиме.

Проводились исследования работы ВШД при следующих заданных параметрах прямолинейного движения: частота вращения входного вала меняется от 0 до 500 мин<sup>-1</sup>, нагрузка на колесах по 3000 Н. Характеристики, которые были получены в ходе проведения данного исследования, показаны на рисунках 4.8, 4.9, 4.10.

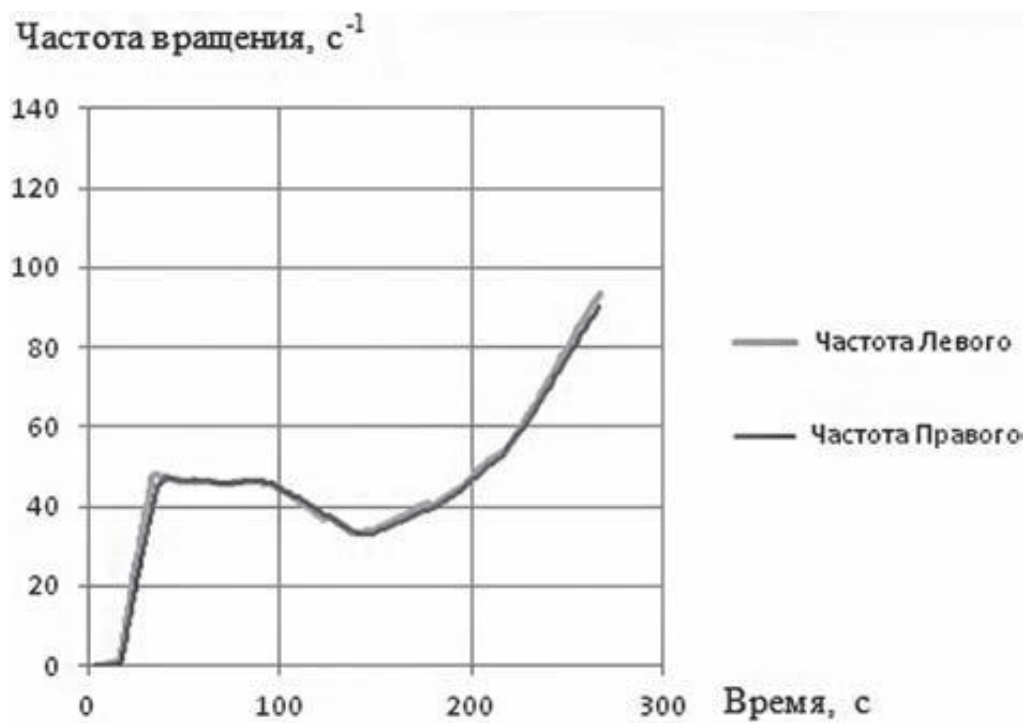


Рисунок 4.8 – Частота вращения на втором исследовании.

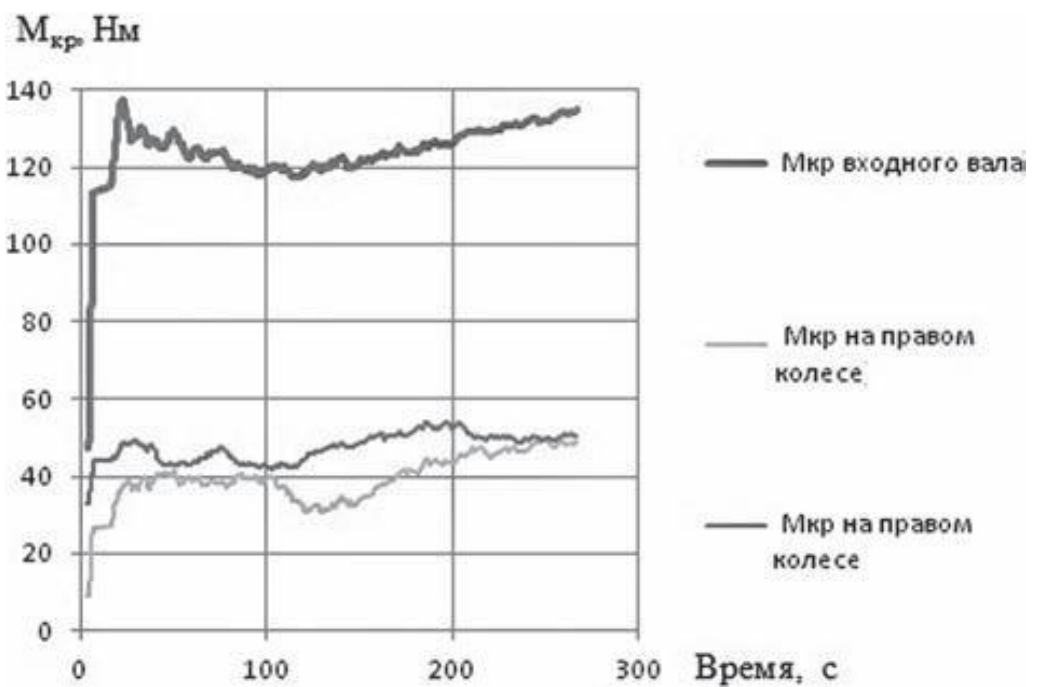


Рисунок 4.9 – Крутящие моменты на втором исследовании.

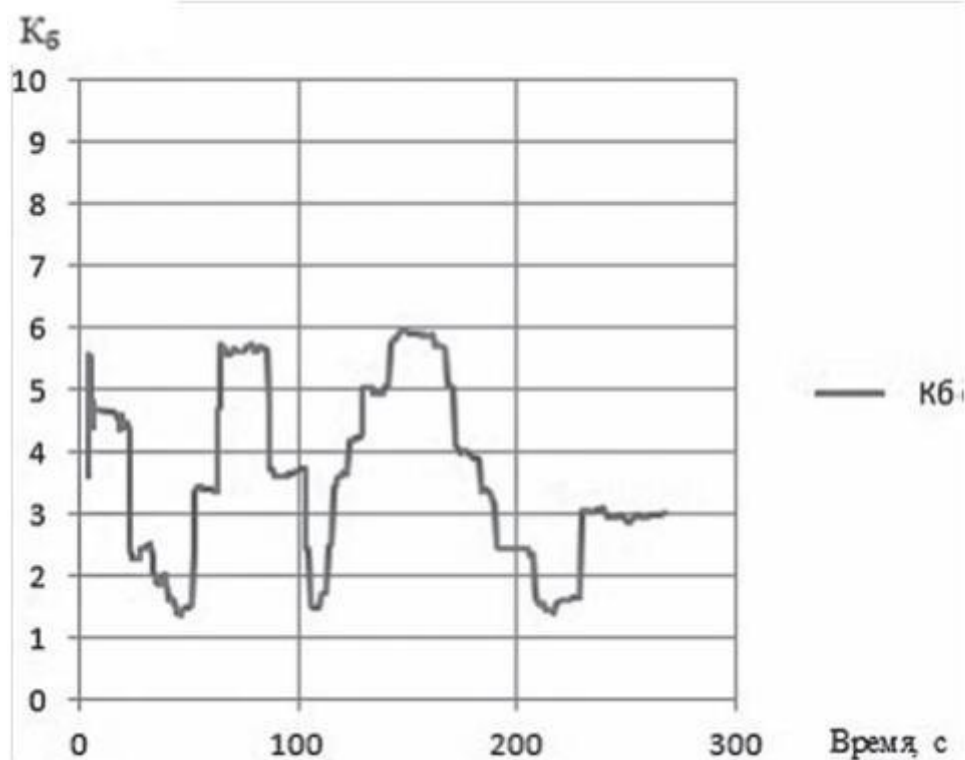


Рисунок 4.10 – Коэффициент блокировки на втором исследовании.

Приведенные выше графические зависимости указывают на то, что при прямолинейном движении с ускорением и одинаковыми нагрузками на ведущие колеса  $K_b$  дополнительно повышается для того, чтобы поддержать равенства  $M_{кр}$ , за счет роста кинематического рассогласования ведущих колес.

Проводя исследования прямолинейного движения автомобиля с ускорением и разными нагрузками на ведущих колесах, при следующих параметрах: частота вращения входного вала меняется от 0 до 500 мин<sup>-1</sup>, нагрузка на левое колесо 500 Н, нагрузка на правое колесо 2500 Н,. Характеристики, полученные во время проведения данного исследования, отображены на рисунках 4.11, 4.12, 4.13.

При анализе исследования №3 наблюдается переходный период, который сопровождается ростом  $K_b$ , данное явление происходит за счет стремления винтшарикового дифференциала установить соотношение крутящих моментов на ведущих колесах на уровне, который соответствует исследуемому режиму нагрузки путем установки оптимального  $K_b$ .

Видим, что происходит пробуксовка одного из колес. Когда соотношение крутящих моментов становится постоянным и соответствует реализуемой колесами силе тяги по сцеплению, значение  $K_6$  уменьшается и сохраняется на уровне достаточном для движения колёсной машины в заданных условиях. При этом вращение колёс происходит с одинаковой частотой без пробуксовки.

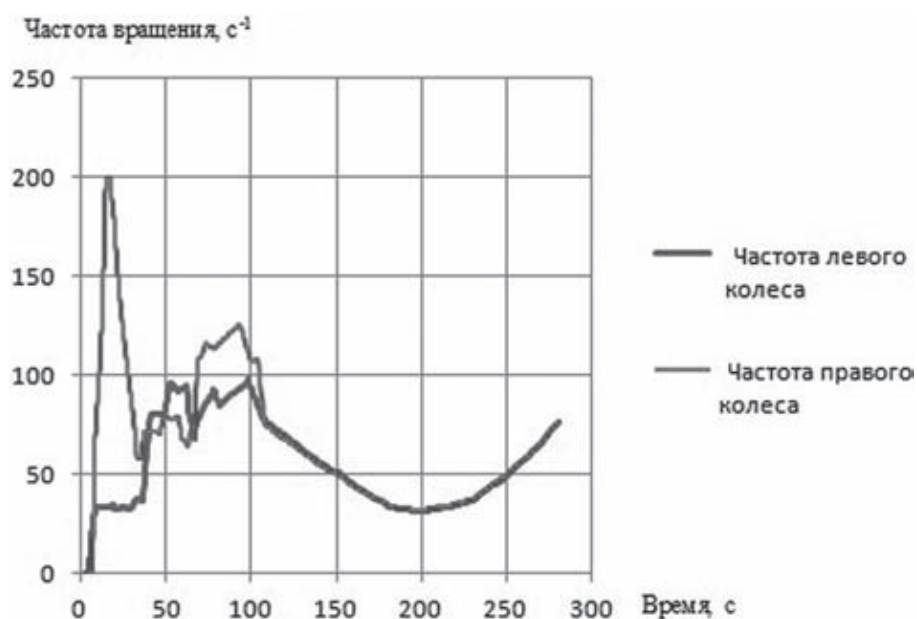


Рисунок 4.11 – Частота вращения на третьем исследовании.

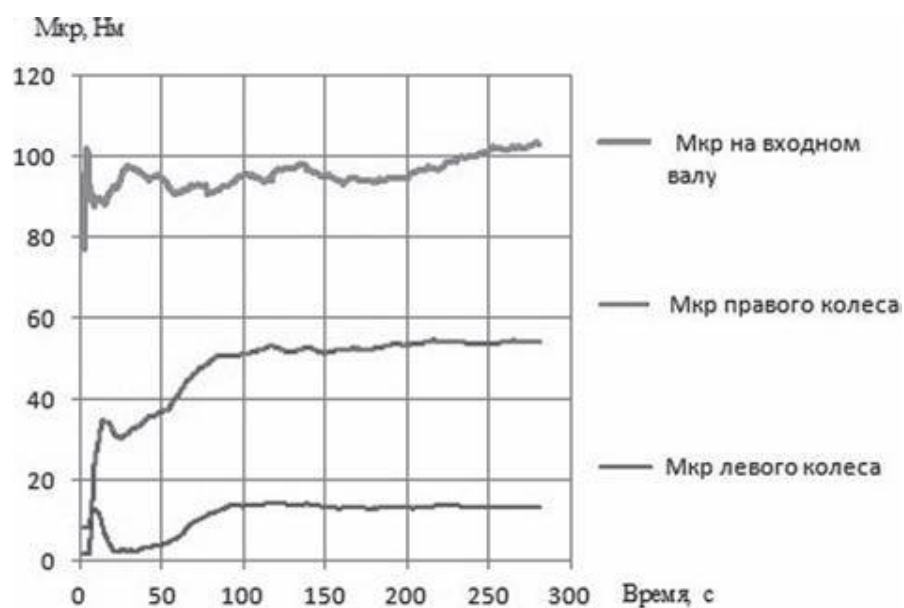


Рисунок 4.12 – Крутящие моменты на третьем исследовании.

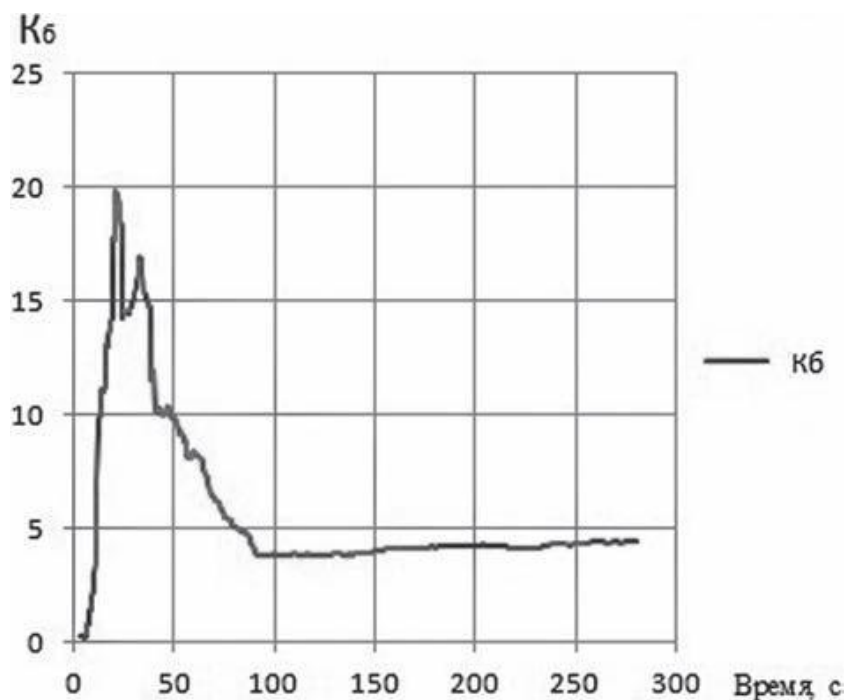


Рисунок 4.13 – Коэффициент блокировки на третьем исследовании.

Также был проведен анализ эксперимента работы дифференциала при моделировании движения автомобиля на повороте и в условиях маневрирования.

Проанализируем исследование, в котором было смоделировано движение автомобиля на повороте с постоянной скоростью и одинаковыми нагрузками на колесах с радиусом 8 метров, частота вращения входного вала  $500 \text{ мин}^{-1}$ , нагрузка на ведущие колеса 2500 Н. Полученные характеристики для заданного режима показаны на рисунках 4.14, 4.15, 4.16.

Приведённые выше зависимости показывают, что при выполнении поворота с постоянной скоростью работа винтошарикового дифференциала обеспечивает постоянную разность частот вращения колес автомобиля, а больший  $M_{кр}$  будет возникать на отстающем колесе. Так как коэффициент блокировки ВШД зависит от разности моментов на ведущих колёсах, это приводит к увеличению значений  $K_b$ , и переходу крутящего момента на отстающее колесо, что приводит к повышению устойчивости автомобиля, но отрицательно сказывается при прохождении поворотов, совершении маневров и снижает КПД ВШД и элементов трансмиссии.



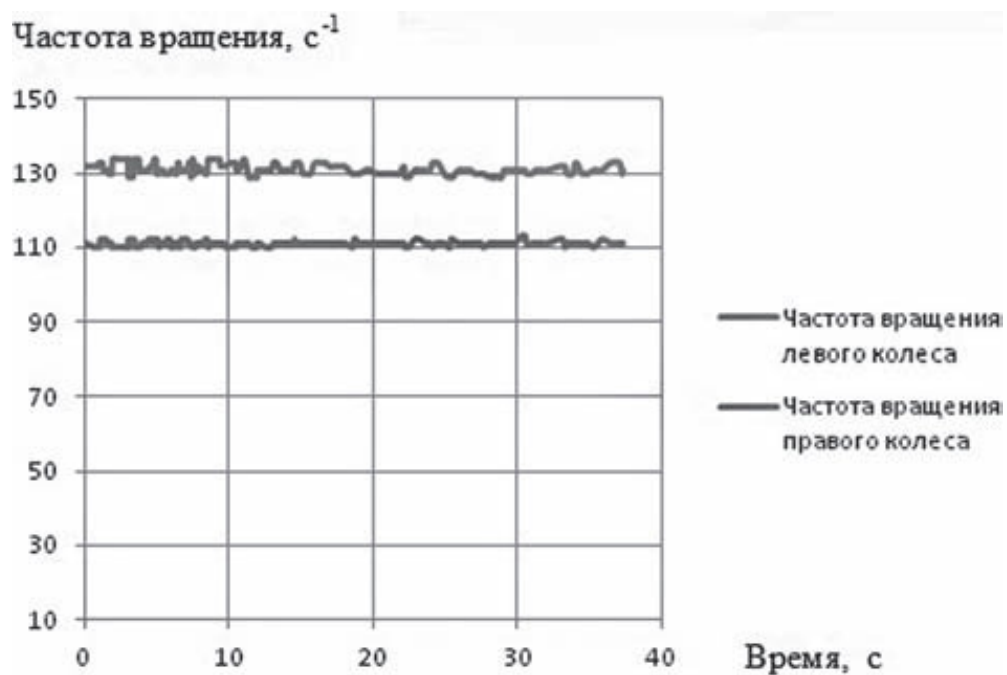


Рисунок 4.14 – Частоты вращения на четвёртом исследовании.

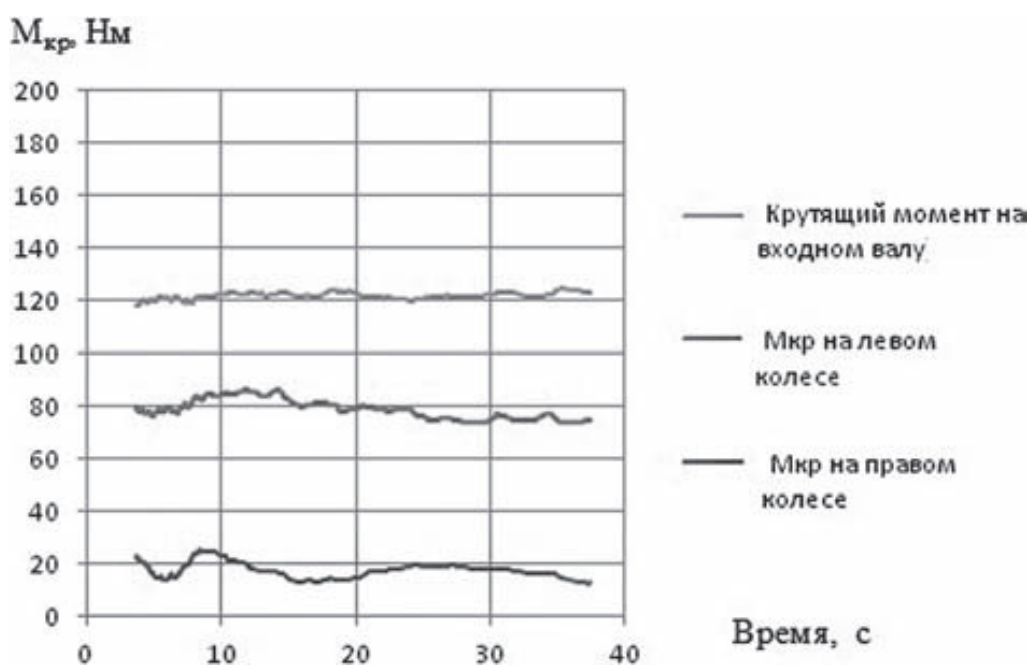


Рисунок 4.15 – Крутящие моменты на четвёртом исследовании.

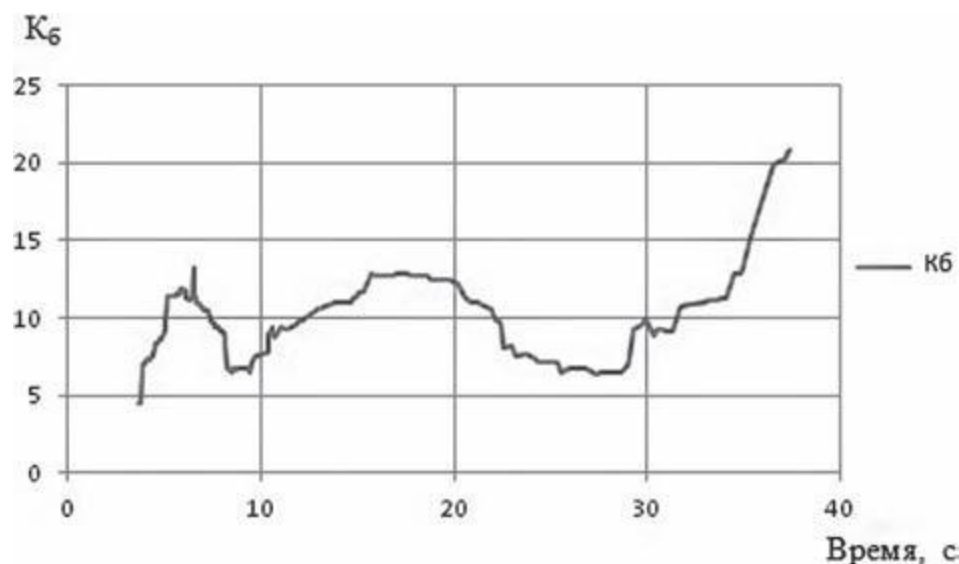


Рисунок 4.16 – Коэффициент блокировки на четвёртом исследовании.

Анализ следующего эксперимента ВШД: моделирование прохождения автомобилем поворота заданного радиуса с ускорением. Характеристики, которые были получены в время данного исследования винтошарикового дифференциала во многом определяют и характеризуют работу ВШД на различных режимах движения автомобиля, например, наиболее характерный режим движения - это равноускоренное либо равнозамедленное криволинейное движение. Полученные данные изображены на рисунках 4.17, 4.18, 4.19. Во время эксперимента нагрузка на ведущих колёсах составляла 2000Н, частота вращения входного вала плавно повышалась от 0 до 500 мин<sup>-1</sup>.

В начале исследования наблюдается буксование одного из ведущих колес, после чего разница частот вращения становится постоянной. При заданном режиме движения вновь наблюдается высокий K<sub>6</sub>, который оказывает неблагоприятное влияние на движение автомобиля в поворотах.

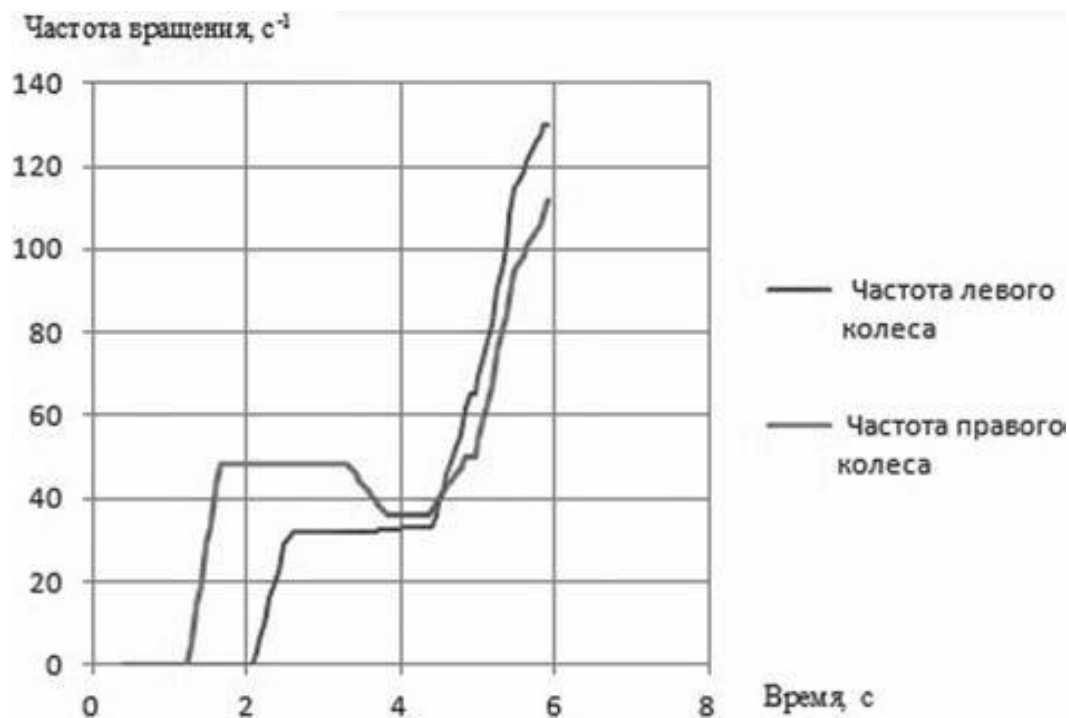


Рисунок 4.17 – Частота вращения на пятом исследовании.

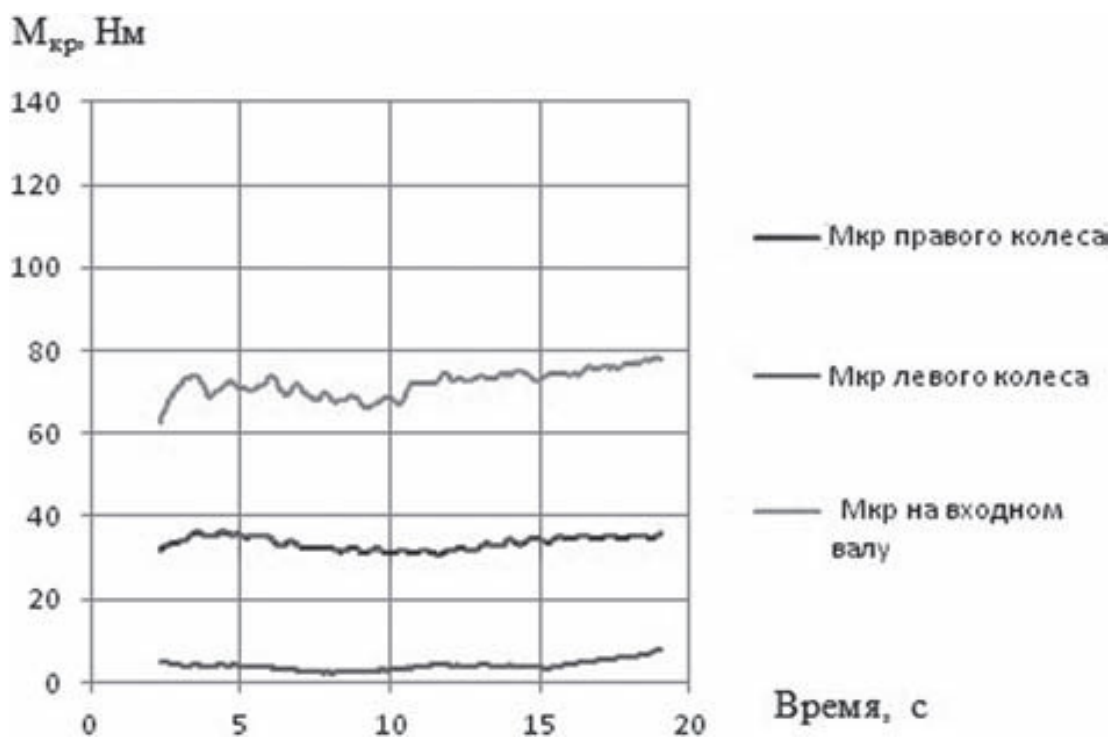


Рисунок 4.18 – Крутящие моменты на пятом исследовании.

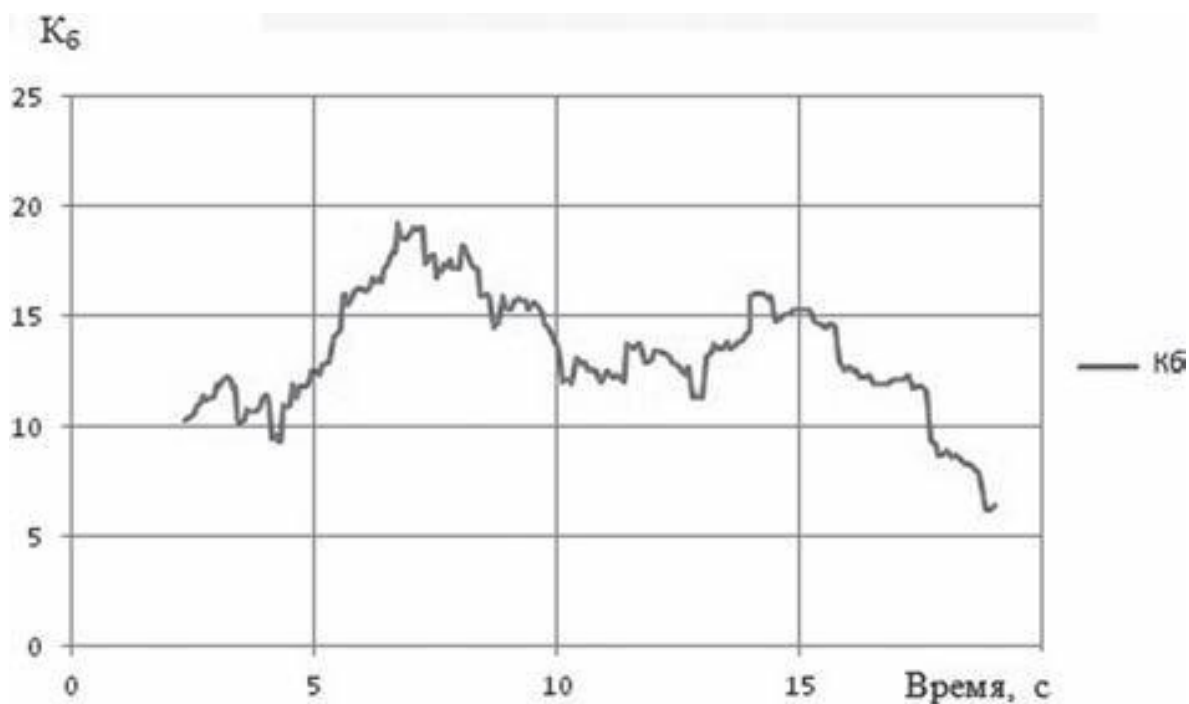


Рисунок 4.19 – Коэффициент блокировки на пятом исследовании.

Проанализируем движение автомобиля в повороте с ускорением и разными нагрузками на ведущих колесах. Заданные параметры: частота вращения входного вала меняется 0 до 500 мин<sup>-1</sup>, нагрузка на левое колесо — 1500 Н, на правое колесо 1700 Н, радиус поворота 6,5 метров. Полученные характеристики показаны на рисунках 4.20, 4.21, 4.22. В таком случае забегающее колесо имеет большую заданную нагрузку, и ВШД перераспределяет большой крутящий момент на него, при этом крутящий момент увеличивается с ростом частоты вращения входного вала. Это приводит к росту  $K_b$  с повышением скорости движения и отрицательно влияющему нагружению на трансмиссию.

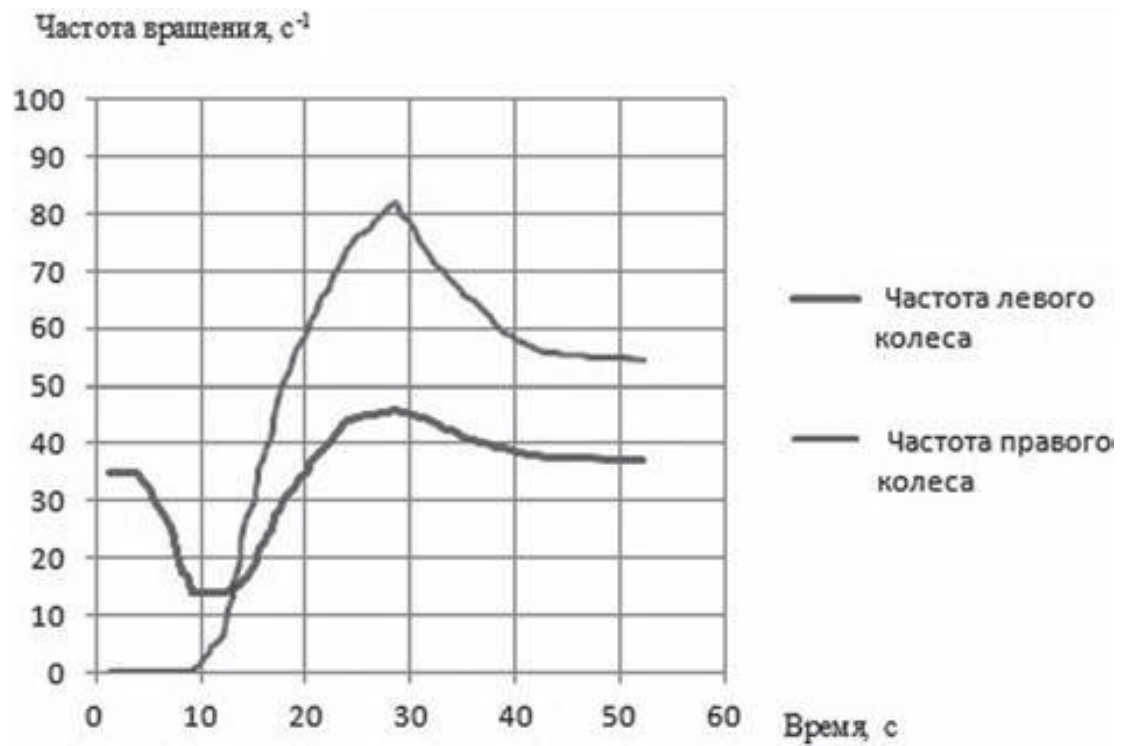


Рисунок 4.20 – Частота вращения на шестом эксперименте.

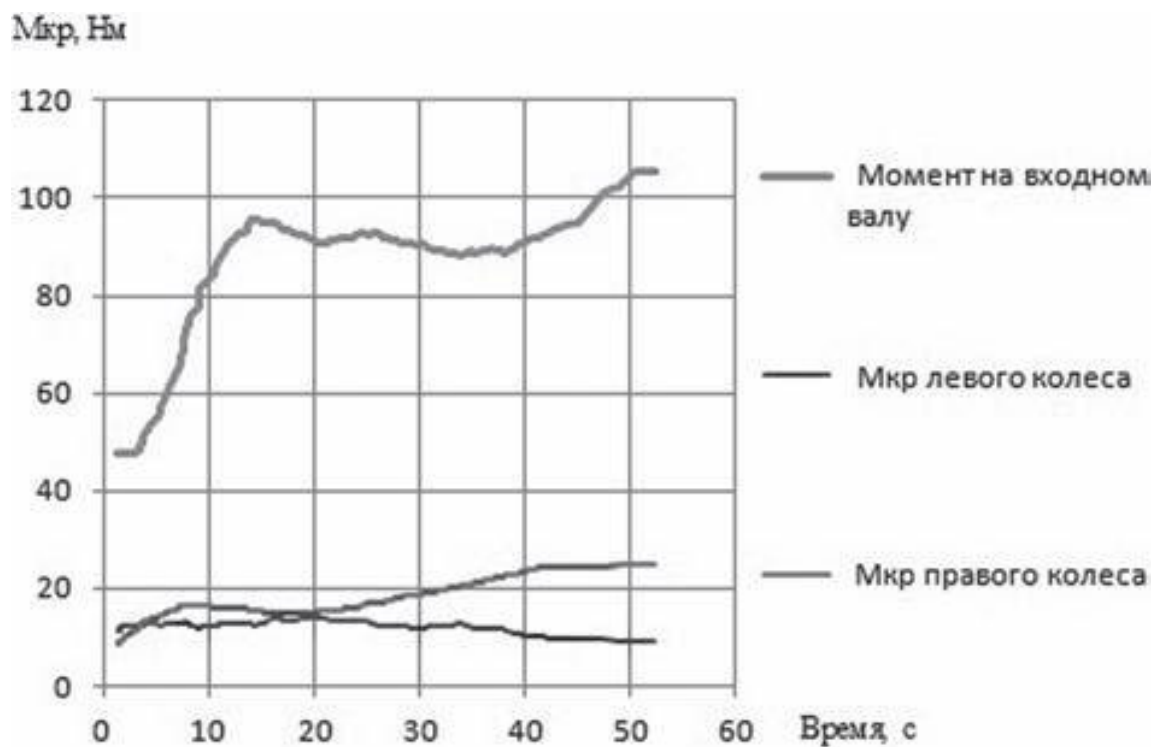


Рисунок 4.21 – Крутящие моменты на шестом эксперименте.

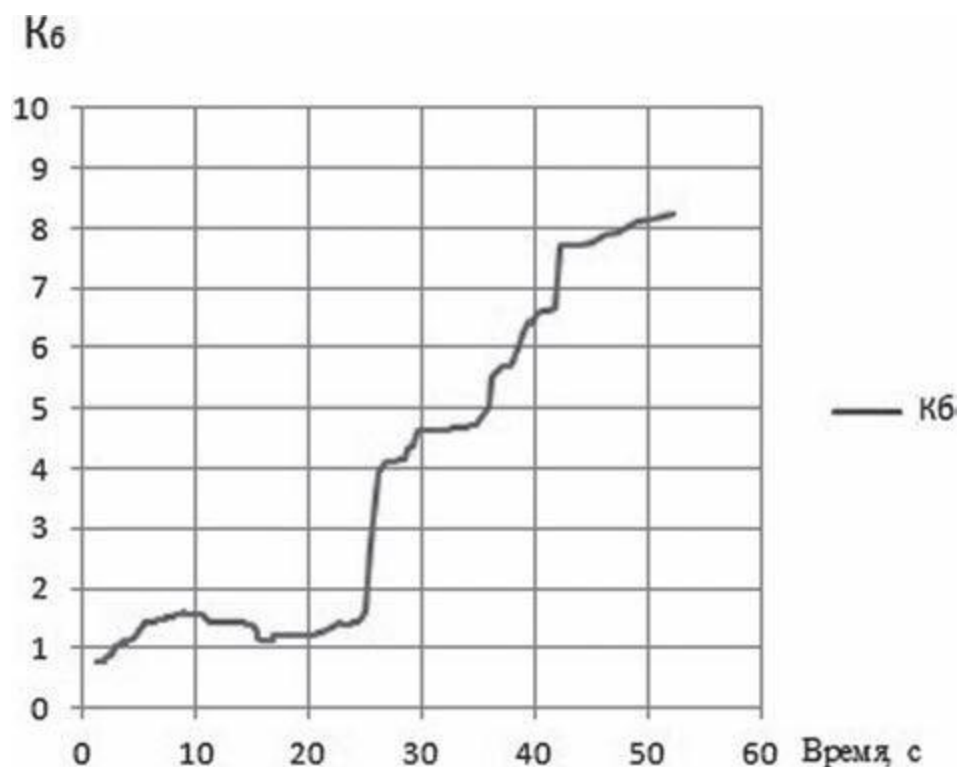


Рисунок 4.22 – Коэффициент блокировки на шестом эксперименте.

Проведя анализ данных полученных путём проведения различных экспериментов, пришли к выводу, что исследуемый ВШД имеет не проработанную систему смазки подвижных деталей, что значительно влияет на его срок службы. Исходя из этого было принято решение о модификации данного образца, путём добавления масляных каналов.

Графическая иллюстрация добавленных масляных каналов выносится на демонстрационный лист и требует дальнейшего исследования, т.е. проведения новых испытаний.

## Выводы по разделу четыре

Из всего вышеперечисленного можно сделать выводы, что коэффициент блокировки ВШД определяется КПД передачи сил шариковой цепочкой в поворотных и прямолинейных частях канала, которые определяются геометрическими параметрами дифференциала. Следовательно, за счет подбора определенных геометрических параметров мы можем на стадии разработки установить необходимый  $K_6$  и получить оптимальные характеристики дифференциала для автомобилей, который работают в разнообразных дорожных условиях.

Винтошариковый дифференциал - это автоматическая система с обратной связью, которая способна реагировать на изменение дорожных условий за счет установления оптимального значения  $K_6$ .

Винтошариковый дифференциал обеспечивает курсовую устойчивость машины на дороге путем уравнивания частот вращения ведущих колес. При этом увеличивается проходимость автомобиля в трудных дорожных условиях движения путем подвода большего крутящего момента к колесу, которое, в свою очередь, имеет лучшее сцепление с дорожным покрытием.

ВШД характеризуется высоким коэффициентом блокировки, что положительно сказывается на устойчивости автомобиля, но отрицательно влияет на его управляемость.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

## 5 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 5.1 Введение

В машиностроении стадии технологической обработки, наряду с разработкой конструкторской документации являются наиболее важными составляющими производства. К современным технологиям предъявляют всё более и более жёсткие требования как в сфере повышения качества и сокращения времени обработки, так и в сфере наиболее экономичного расходования материалов. Сочетание всех этих требований является залогом того, что изделие полностью воплотит в себе те параметры, которые заложил в неё конструктор [14].

Тенденции развития машиностроения в последние десятилетия приводят к созданию автоматизированных линий и цехов, внедрение высокоточного оборудования с программным управлением. Повышаются также требования к квалификации персонала.

Одной из основных задач технологии является экономное расходование материалов, а одним из основных направлений для достижения этой цели можно считать правильный выбор формы исходной заготовки с наименьшими затратами на её дальнейшую обработку.

Правильный выбор технологического процесса также является важным фактором на пути создания детали, отвечающей всем требованиям конструкторской документации, с наименьшим количеством технологических переходов, времени и затрат энергии, затрачиваемых на её изготовление [14].

### 5.2 Описание процесса изготовления детали и ее назначения.

В данном разделе разработан технологический процесс изготовления детали «Корпус ВШД». Схема детали изображена на рисунке 5.1. Деталь «Корпус ВШД» изготавливается из стали 45 ГОСТ 1050-2013 [12].

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51



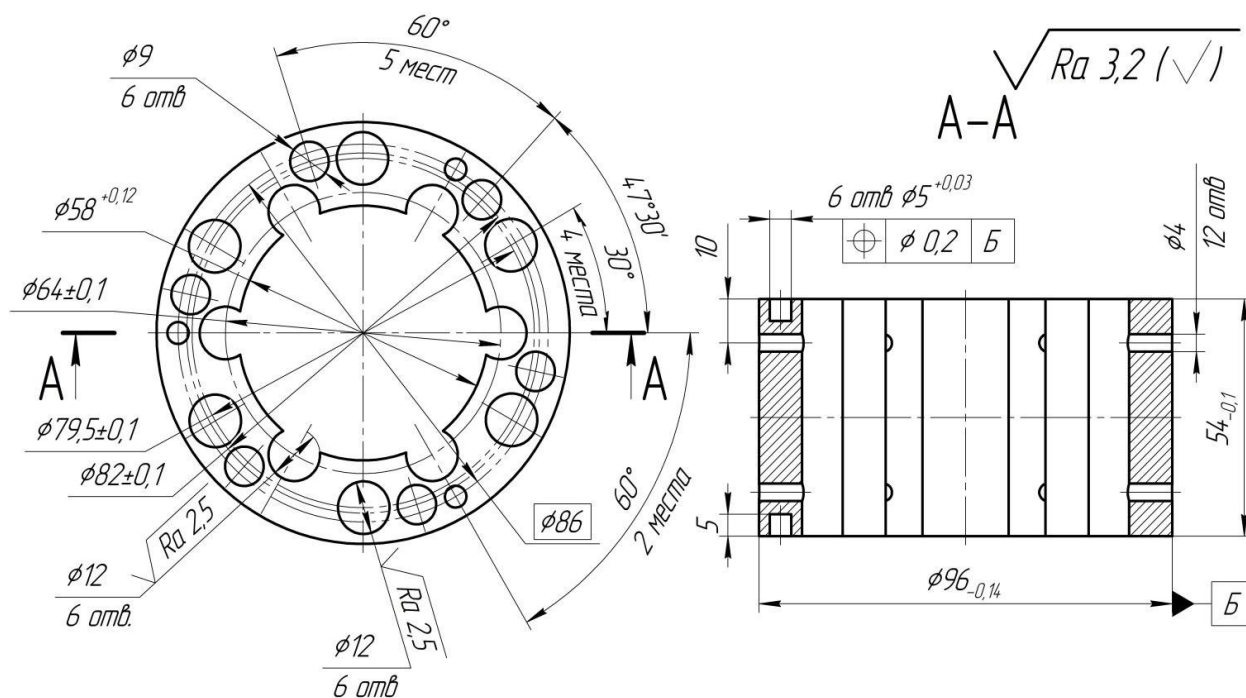


Рисунок 5.1 – Корпус ВШД

Формообразование детали целесообразно перенести на заготовительную стадию, тем самым это позволит снизить расход металла и уменьшить долю затрат на механическую обработку в себестоимости готовой детали. В качестве заготовки принимаем прокат – сортовой стальной горячекатаный круглый Ø100 ГОСТ 2590-2013 [13]. Параметр шероховатости для неуказанных поверхностей Ra 40.

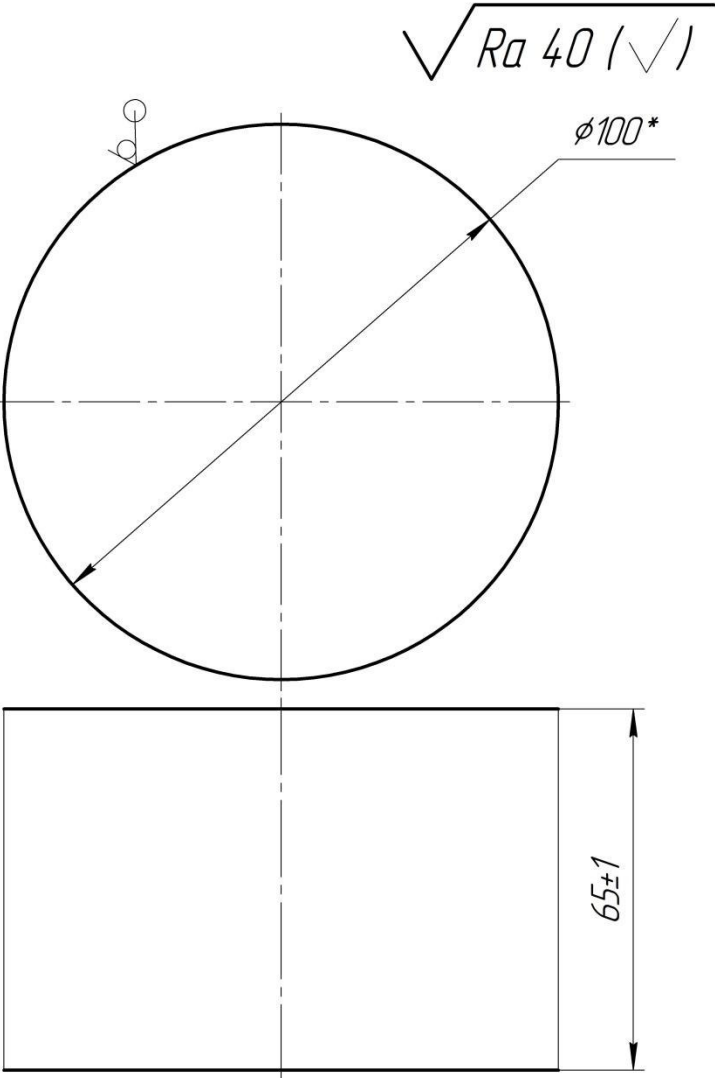
Конфигурация детали диктует следующий порядок обработки заготовки:

- 000 – заготовительная;
- 005 – токарная ЧПУ (1 установ);
- 010 – токарная ЧПУ (2 установ);
- 015 – фрезерная ЧПУ;
- 020 – промывочная;
- 025 – технический контроль.

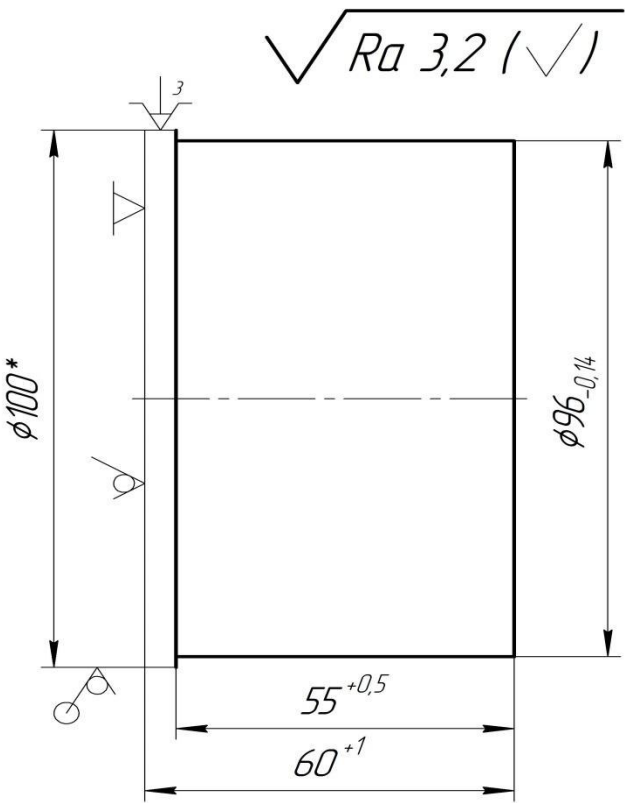
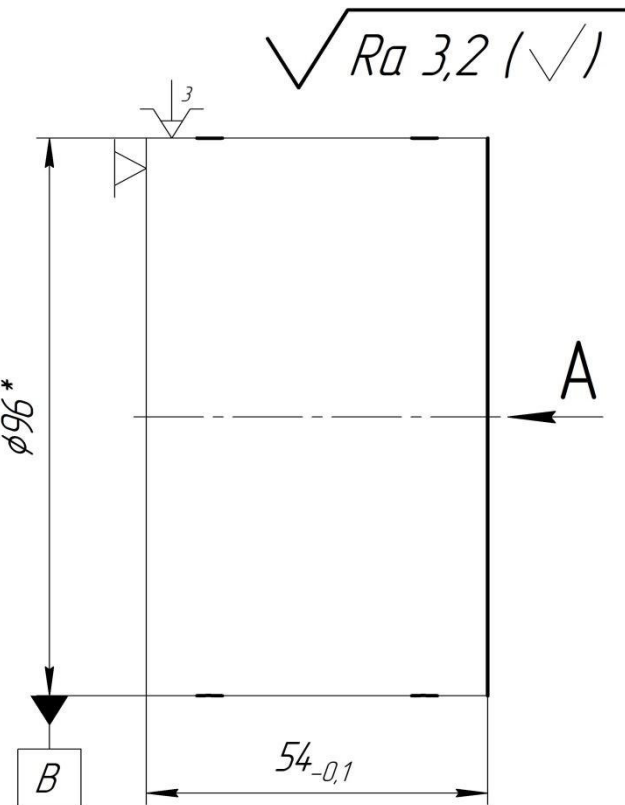
В таблице 5.1 представлена разработка технологической карты обработки детали «Корпус». Большинство технологических операций выполняются на горизонтальном обрабатывающем центре с ЧПУ PUMA 280 LM [16], а так же на

вертикальном обрабатывающем центре Hartford PRO-1000AP [16] и заготовка  
отрезается на станке ленточном полуавтоматическом ВЕКА-МАК BMSY 460C  
[16].

Таблица 5.1 – Технологическая карта обработки детали «Стенка»

Операция	Эскиз обработки детали	Инструмент
<p>000 – заготовительная (ленточно-отрезная)</p>		<p>Станок ленточный полуавто- матиче- ский ВЕКА- МАК BMSY 460C [16]</p>

Продолжение таблицы 5.1

<p>005 – токарная ЧПУ (1 установ)</p>		<p>Горизон- тальный об- рабатываю- щий центр с ЧПУ PUMA 280 LM [16]</p>
<p>010 – токарная ЧПУ (2 установ)</p>		<p>Горизон- тальный об- рабатываю- щий центр с ЧПУ PUMA 280 LM [16]</p>

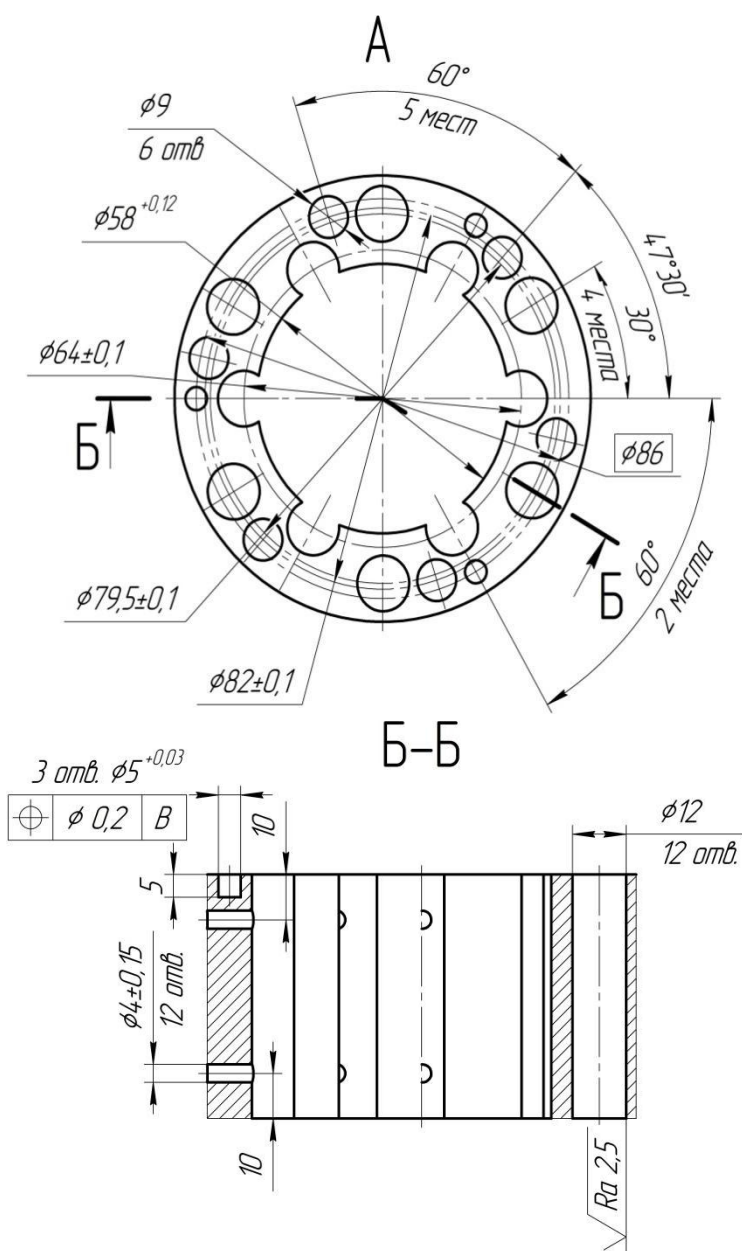
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ

Лист

54

Продолжение таблицы 5.1



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ

Лист

55



## 6 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

### 6.1 Организационный раздел

Экономическая часть выпускной квалификационной работы также важна, как и конструкторская или технологическая части. В этой части представлен анализ целесообразности производства проектируемой конструкции, с точки зрения экономических показателей. В настоящее время на рынке производителей существует большая конкуренция. Для того, чтобы производство изделия было экономически выгодным и не привело к разорению предприятия необходимо учитывать следующие параметры: рентабельность производства, затраты как единовременные так и текущие, экономический эффект, срок окупаемости капитальных вложений и т. д. [23].

За последние годы роль экономического анализа в мире постоянно повышается. В настоящий момент в нашей стране существует система рыночных отношений, и при выходе на мировой рынок нужно учитывать, чтобы изготавливаемое изделие не уступало в качестве, но при этом было дешевле в производстве и эксплуатации, по сравнению с аналогами в других странах.

Для того, чтобы грамотно осуществить работу на предприятие необходимо планирование и составление моделей, графиков, макетов используемых разработок и проектов, которые в полной мере отражают все характеристики изделия, которое предстоит изготовить. В традиционных методах используются простейшие модели, например план–график Ганта, который отражает календарные сроки от начала и до окончания каждого из видов работы, а также и длительность цикла всех выполняемых. Данные графики составляют в рамках заданного, а не расчетного срока изготовления комплекса всех работ. На основании графика Ганта производственно-техническая служба предприятия будет составлять рабочие планы – графики работы для каждой из служб предприятия. Руководители служб предприятий составляют задания исполнителям с указанием точных сроков производства работ. Этот план–график и используется в качестве плана,

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

для того, чтобы было обеспечено организованное и своевременное выполнение работ.

Для того, чтобы рассчитать трудоемкость и длительность этапов НИОКР могут быть использованы события и работы ВКР. Проведение расчета трудоемкости этапов НИОКР происходит на основании нормативной базы. Для этого воспользуемся методом экспертных оценок, рисунок 6.1.

Данный метод используется для того, чтобы определить трудоемкость этапов НИОКР, который не имеет аналогов. Так, для определения времени выполнения работы ( $t_{ож}$ ) дается минимальная ( $t_{min}$ ) и максимальная ( $t_{max}$ ) оценка. Величину  $t_{ож}$  определяют по формулам:

$$t_{i-жож} = \frac{3t_{max} + 2t_{min}}{5} ; \quad (6.1)$$

$$t_{i-жож} = 0,6t_{i-жmin} + 0,4t_{i-жmax} . \quad (6.2)$$

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

№ п.п.	Этап работ	Исполнители		Прод ол- жите ль-	Рабочие дни					
		категория	кол- во		1-5	6-10	11-15	16-20	21-25	...
1	Введение	Инженер	1	3						
2	Сравнение отечественных и передовых зарубежных технологий и решений	Инженер	1	5						
3	Описание и обоснование выбранной конструкции	Руководитель темы Инженер	1 1	30						
4	Расчеты подтверждающие работоспособность и надежность конструкции	Руководитель темы. Инженер	1 1	15						
5	Технологическая часть	Инженер	1	10						
6	Организационно-экономический раздел	Руководитель темы. Инженер	1 1	10						
7	Раздел БЖД	Руководитель темы. Инженер	1 1	10						
8	Заключение	Инженер	1	3						

Рисунок 6.1 – План-график Гантта (ленточный) выполнения НИОКР



## 6.2 Экономический раздел

### 6.2.1 Описание конструкции

Автоматическая блокировка межколёсного дифференциала УАЗ Хантер необходима для: повышения эксплуатационных характеристик за счёт уменьшения времени включения блокировки; предотвращения поломки трансмиссии при выезде на дорогу с высоким коэффициентом сцепления; повышения комфорта и снижения утомляемости водителя.

### 6.2.2 Анализ прогрессивности проектируемой конструкции

Технический уровень (ТУ) – это относительная характеристика качества продукции, основанная на сопоставлении значений технико–экономических показателей (ТЭП), характеризующих техническое совершенство оцениваемой продукции с соответствующими базовыми значениями [23].

За образец был взят УАЗ Патриот [1].

Происходит анализ образца и расчёт оценки перспективности и конкурентоспособности. Оценивается обобщённый критерий технического уровня 1К, являющийся отношением суммы относительных величин ранжированных параметров, которые вычислены по отношению к определенным параметрам образцов отечественного машиностроения, к приведённому числу параметров.

Параметры для сравнения – это технические данные, которые расположены в определённом порядке:

- 1 Мощность двигателя, кВт;
- 2 Снаряженная масса, кг;
- 3 Дорожный просвет, мм;
- 4 Ширина колеи, мм.

Для каждого из параметров определяется коэффициент весомости:

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

$$G_i = \frac{i}{2^{i-1}} ; \quad (6.3)$$

где,  $i_n$  – номер параметра в ранжированной последовательности.

Результаты расчётов сведены в таблицу 6.2, а параметры исследуемых конструкций в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Параметры сравниваемых конструкций

№ параметра	УАЗ Патриот	УАЗ Хантер
1	134	128
2	2125	1845
3	210	210
4	1610	1465

Таблица 6.2 – Коэффициенты весомости

$i_n$	1	2	3	4
$G_i$	1	1	0,75	0,5

Определим и сравним с таблицей 6.3 коэффициент технического уровня:

$$K = \frac{\sum_{i=1}^s K_{n1} \cdot G_i}{\sum_{i=1}^s G_i} ; \quad (6.4)$$

где  $K_{n1} = \frac{B}{B_0}$  здесь  $B$  – рациональный частный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;

$B_0$  – рациональный частный или редуцированный нерациональный параметр базовой или модернизируемой машины

$G_i$  – коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров.

Тогда:

$$K_1 = \frac{\frac{B}{B_0} \cdot 1 + \frac{B}{B_0} \cdot 1 + \frac{B}{B_0} \cdot 0,75 + \frac{B}{B_0} \cdot 0,5}{1 + 1 + 0,75 + 0,5} = 1,43$$

Таблица 6.3 – Коэффициенты оценки конкурентоспособности ссылка

Значение коэффициента	Заключение о перспективности (конкурентоспособности) проектируемой конструкции
$k_1(k_2) > 1,4$	Весьма перспективная (конкурентоспособная) разработка
$1,2 < k_1(k_2) \leq 1,4$	Перспективная (конкурентоспособная) разработка
$1,0 < k_1(k_2) \leq 1,2$	Средняя перспективность (конкурентоспособность) разработки
$k_1(k_2) \leq 1,0$	Неперспективная (неконкурентоспособная) разработка

Критерий конкурентоспособности проектируемой конструкции равняется 1,43, то есть  $> 1,4$ . Это характеризует то, что использование автоматической блокировки межколёсного дифференциала на УАЗ Хантер является конкурентоспособной разработкой.

### 6.2.3 Оценка себестоимости изделия

Для оценки себестоимости изделия автоматической блокировки межколёсного дифференциала автомобиля УАЗ Хантер, будем использовать нормативный метод расчета затрат.

В действующих на данный период времени нормативных документах в области бухгалтерского учета и налогообложения [23] применяется термин «расходы организации». Возможно использование понятий: «смета затрат» – соответственно для сферы материального производства и «сметная стоимость темы» – соответственно для научных организаций.

Финансовый план на изготовление изделия (сметная себестоимость)  $C_{см}$  можно определить следующим образом:

$$C_{с.м} = C_M + C_{з.п.осн} + C_{с.с.}, \quad (6.5)$$

где  $C_M$  – прямые материальные затраты;  $C_{з.п.осн}$  – затраты по основной заработной плате исполнителей всех тем;  $C_{с.с}$  – отчисления по социальному страхованию;

1) Прямые материальные затраты:

Для осуществления разработки инженеру необходимо одно оборудованное рабочее.

$C_{ПЭВМ}$  – стоимость одного комплекта компьютерной техники находится по формуле 6.6:

$$C_{ПЭВМ} = C_{СБ} + C_M + C_{Пр} + C_K + C_M + C_{сф}, \quad (6.6)$$

где  $C_{СБ} = 20000$  руб. – стоимость системного блока ПЭВМ [24];

$C_M = 3400$  руб. – стоимость монитора терминала [24];

$C_{Пр} = 4400$  руб. – стоимость МФУ [24];

$C_K = 340$  руб. – стоимость клавиатуры [24];

$C_M = 210$  руб. – стоимость мыши [24];

$C_{сф} = 255$  руб. – стоимость сетевого фильтра [24].

$$C_{ПЭВМ} = 20000 + 3400 + 4400 + 340 + 210 + 255 = 28605 \text{ руб.}$$

Бумага офисная светокопи, А4, 80г/м<sup>2</sup>, 145%, 500л = 260 руб. [24];

Стол для компьютера 3920 руб. [24];

Программное обеспечение SOLIDWORKS = 126000 руб. [24].

$$C_M = 28605 + 260 + 3920 + 126000 = 158785 \text{ руб.}$$

2) Основная заработная плата:

Заработная плата инженера. Можно определить как: количество отработанных часов, оплата 120 руб./ час, рабочий день 10 часов, рабочих дней 86.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

$$З_{и}=120 \cdot 86 \cdot 10=103200 \text{руб.}$$

Заработная плата руководителя. Можно определить как: количество отработанных часов, оплата 150руб./ час, рабочий день 10 часов, рабочих дней 45.

$$З_{рк}=150 \cdot 45 \cdot 10=67500 \text{руб.}$$

Заработная плата консультантов. Можно определить как : количество отработанных часов, оплата 100руб./ час, рабочий день 5 часов, рабочих дней 10:

$$З_{к}=100 \cdot 5 \cdot 10=5000 \text{руб.};$$

$$С_{з.п.осн} = З_{и} + З_{рк} + З_{к} = 103200+67500+5000+5000= 180700 \text{руб.}$$

3) Отчисления на социальное страхование принимается равными 26% от  $З_{п.}$ :

$$О_{соц.стр} = 0,26 \cdot 180700 = 46982 \text{руб.}$$

Сметная себестоимость проекта получается равной:

$$С_{см} = 129354 + 180700 + 46982 = 357036 \text{руб.}$$

#### 6.2.4 Расчёт затрат на производство проектируемой детали

Рассчитаем сумму затрат на производство одной детали. В качестве объекта калькуляции выбираем деталь – корпус механизма блокировки ВШД.

1 Основные материалы:

– масса заготовки 3 кг;

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

- масса детали 1,25 кг;
- цена за 1 кг материала (Сталь ШХ4) 25,50 руб [25];
- цена за 1 кг отходов 3,5 руб;
- стоимость материала на заготовку:

$$Ц_{\text{м}} = 3 \cdot 25,5 = 76,5 \text{ руб.}$$

- стоимость отходов:

$$Ц_{\text{отх}} = (3 - 1,25) \cdot 3,5 = 6,125 \text{ руб.}$$

- стоимость основных материалов:

$$Ц = Ц_{\text{м}} - Ц_{\text{отх}} = 76,5 - 6,125 = 70,375 \text{ руб.}$$

2 Транспортно-заготовительные расходы:  $11,34 \cdot 0,04 = 0,46$  руб

3 Основная заработная плата производственных рабочих. Вычисляется из расчёта оплаты за 1 кг обработанного материала (25,5 руб):

$$З_{\text{п}} = 3 \cdot 25,5 = 76,5 \text{ руб.}$$

- Дополнительная заработная плата, принимается 75% от основной  $З_{\text{п}}$ :

$$З_{\text{доп}} = 0,75 \cdot 76,5 = 57,375 \text{ руб.}$$

- Отчисления на социальное страхование 39% от  $З_{\text{п}}$ :

$$О_{\text{соц.стр}} = 0,39 \cdot 76,5 = 29,835 \text{ руб.}$$

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

– Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования 200% от Зп. руб: 153 руб;

– Цеховые расходы 100% от Зп: 76,5 руб;

– Общезаводские расходы 80% от Зп: 61,2 руб;

– Производственная себестоимость – сумма вышеуказанных затрат  $C_m = 454,41$  руб;

– Внепроизводственные расходы 4% от  $C_m$  18,2 руб.

Калькуляция себестоимости детали представлена в таблице 6.4

Таблица 6.4 – Калькуляция себестоимости детали

Статья расхода	Затраты на деталь, руб	В % к итогу
1 Основные материалы	12,24	15,4
2 Основные материалы за вычетом отходов	11,33	14,25
3 Основная З <sub>п</sub> производственных рабочих	12,94	16,27
4 Дополнительная З <sub>п</sub>	9,2	11,57
5 Отчисления на соц. страхования	5,05	6,35
6 Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	25,88	32,55
7 Цеховые расходы	12,94	16,27
8 Общезаводские расходы	10,35	13,01
9 Внутризаводские расходы	3,1	3,89
10 Производственная себестоимость	76,4	96,1
11 Полная себестоимость	79,5	100

### 6.2.5 Расчёт себестоимости детали

Расчёт произведен для детали в целом [23]:

$$\frac{Cm_d}{M_d} = \frac{Cm_i}{M_i}, \quad (6.7)$$

где  $Cm_d$  и  $Cm_i$  – полная коммерческая себестоимость детали изделия, руб;

$M_d$  и  $M_i$  – масса изделия, узла, кг.

Подставим значения в формулу 6.7:

$$Cm_i = \frac{79,5 \cdot 37}{0,22} = 13370,6 \text{ руб.}$$

Прибыль – 30% от себестоимости:  $13370,5 \cdot 0,3 = 4011,2$  руб;

Оптовая цена составляет:  $13370,5 + 4011,5 = 17381,3$  руб;

Продажная стоимость с учётом НДС (20%): 20509,9 руб.

### 6.2.6 Оценка коммерческой состоятельности проекта

Капитальные вложения (инвестиции) в организацию работы  $K_{\text{сум}}$  включают в себя:

$$K_{\text{сум}} = K_{\text{пр}} + K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}}, \quad (6.8)$$

где  $K_{\text{пр}}$  – прямые капитальные вложения, руб;

$K_{\text{сопр}}$  – сопряжённые капитальные вложения, руб;

$K_{\text{об}}$  – минимально необходимые оборотные средства, руб;

$K_{\text{НИР}}$  – капитальные вложения на проведения научно-исследовательских работ.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68



В выпускной квалификационной работе рассматриваются реальные инвестиции, при этом учитываются только прямые капитальные вложения:

$$K_{np} = 0,9 \cdot C_n \cdot A, \quad (6.9)$$

где  $C_n$  – полная себестоимость изделия,  $C_n = 13370,6$  руб;

$A$  – программа выпуска изделий,  $A=1500$  шт.

Подставляя, получим:

$$K_{np} = 0,9 \cdot 13370,5 \cdot 1500 = 18050175 \text{ руб.}$$

### 6.2.7 Оценка эффективности инвестиций

Для того, чтобы определить экономическую целесообразность осуществления данного проекта, вычислим следующие показатели: срок окупаемости инвестиций, показатель простой нормы прибыли, а также точку безубыточности проекта.

Показатель простой нормы прибыли – наименьший гарантированный уровень доходности, сложившийся на рынке капиталов:

$$ПНП = \frac{П_б \cdot K_{н.п}}{K_{сум}}, \quad (6.10)$$

где  $П_б$  – балансовая прибыль, руб;

$K_{н.п}$  – коэффициент, учитывающий налог на прибыль, примем 0,7.

$$П_б = (Ц_{отт} - C_{пол})A = (17381,3 - 13370,6) \cdot 1500 = 6016051 \text{ руб.}$$

Расчётная прибыль:

$$П_p = П_б \cdot 0,7 = 6016051 \cdot 0,7 = 4211235 \text{ руб.}$$

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Подставим в формулу 6.10 значения:

$$ПНП = \frac{4211235}{18050175} = 0,234.$$

Срок окупаемости инвестиций – минимальный временной интервал (от начала осуществления проекта), за пределами которого суммарный эффект становится равным нулю и остаётся в дальнейшем положительным.

$$T_{ок} = \frac{K_{сум}}{P_p + \Phi_{амор}}, \quad (6.11)$$

где  $\Phi_{амор}$  – амортизационные отчисления, руб.

Срок окупаемости:

$$T_{ок} = \frac{18050175}{4211235 + 351178,3} = 3,9 \text{ лет.}$$

Точка безубыточности проекта – критический объём производства  $A_{кр}$ , при котором прибыль снижается до нуля, так как прибыль от реализации проекта равна затратам на производство. Путем сравнения точки безубыточности и планируемого объёма производства изделия определяется «запас прочности производства».

Точка безубыточности определяется по формуле:

$$A_{кр} = \frac{B}{C_{онт} - a}, \quad (6.12)$$

где  $B$  – условно–постоянные издержки на весь выпуск, руб/год;

$a$  – условно–переменные издержки на единицу продукции, руб/шт

Подставляем значения:

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

$$A_{кр} = \frac{995775}{17381,2 - 27,5} = 69 \text{ шт/год.}$$

Приведем расчёт зависимости объёмов реализации  $V_p$  и общих издержек от объёмов выпуска и реализации  $C$  в натуральном выражении  $A$ .

$$V_p = C_{онм} \cdot A \quad (6.13)$$

$$C = a \cdot A + B \quad (6.14)$$

Подставим:

$$V_p = 17381,2 \cdot 1500 = 26071500 \text{ руб/год,}$$

$$C = 27,5 \cdot 1500 + 995775 = 1037521 \text{ руб /год.}$$

Графическая иллюстрация «Точки безубыточности» выносится на демонстрационный лист.

Относительный запас прочности:  $\delta = 7,5 \%$ .

Запас прочности указывает на то, что уменьшить объём производства и реализации продукции без угрозы его финансового положения возможно на  $7,5 \%$ .

#### 6.2.8 Техничко–экономические показатели инвестиционного проекта

В данном разделе выпускной квалификационной работе была выявлена себестоимость изготавливаемого изделия, определены необходимые технико-экономические показатели, значения которых показаны в таблице 6.5.

Таблица 6.5 – Техничко-экономические показатели

Наименование показателей	Единица измерения	Изделие
Критерий технического уровня		1,47
Годовая программа	Шт.	1500

Продолжение таблицы 6.5

Полная себестоимость	Тыс.руб	13,370
Оптовая цена	Тыс.руб	17,381
Прибыль	Тыс.руб/год	6016,5
Инвестиции	Тыс.руб	18050,2
Простая норма прибыли	%	23
Срок окупаемости	Год	3,9
Точка безубыточности	Шт.	69

На основании обозначенных в таблице 6.5 значений построим на рисунках 6.2 и 6.3 графические зависимости анализа безубыточности производства и график денежных потоков соответственно.

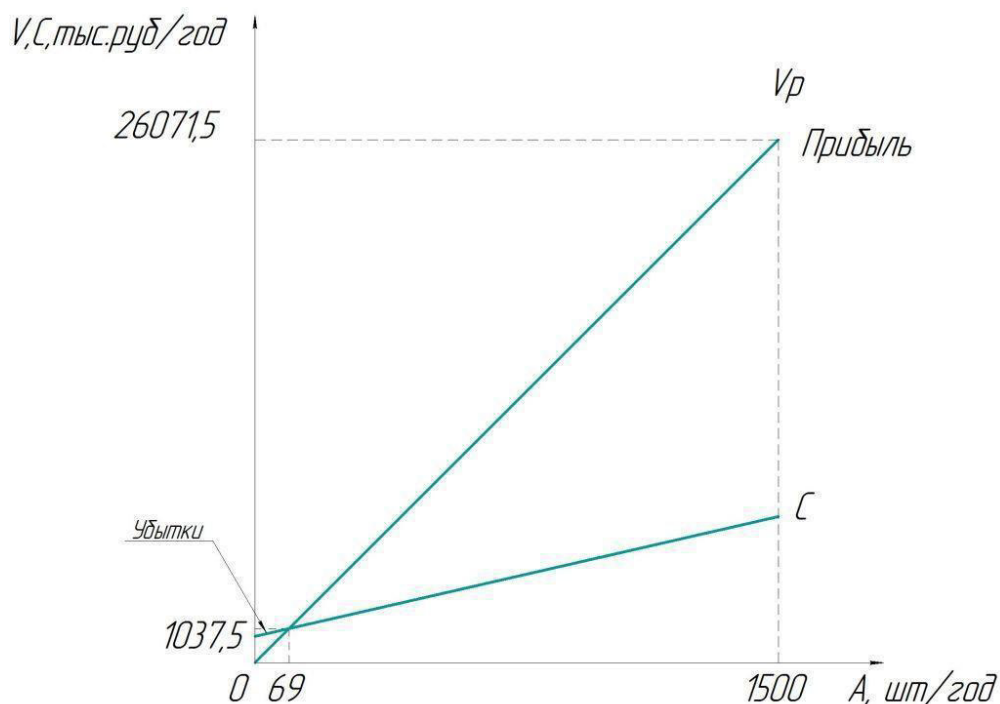


Рисунок 6.2 – Анализ безубыточности производства

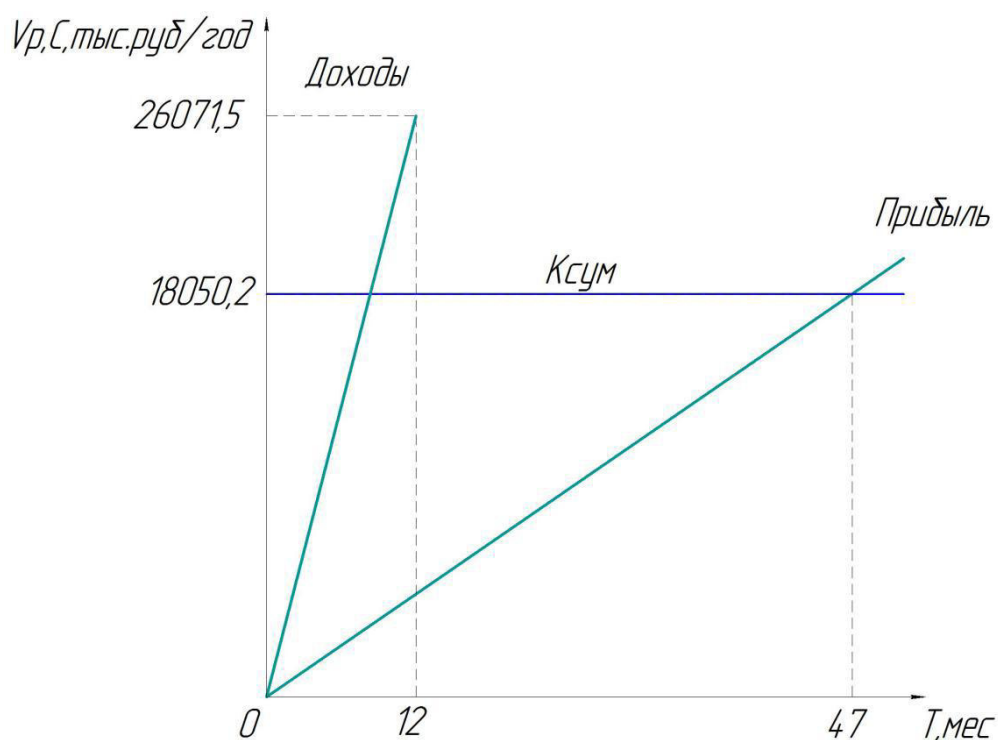


Рисунок 6.3 – График денежных потоков

#### Выводы по разделу шесть

В экономическом разделе ВКР представлена оценка области реализации данного проекта. Произведён расчет затрат на производство и определена себестоимость детали, которая входит в состав блокировки межколёсного дифференциала УАЗ Хантер, так же выполнен анализ технологичности и прогрессивности изготавливаемой конструкции. Рассчитана себестоимость данного образца. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности проекта. Построены графические зависимости анализа безубыточности производства и график денежных потоков.

## 7 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Целью данного раздела является оценка потенциально опасных и губительных производственных факторов модернизируемого объекта, которые зачастую появляются во время эксплуатации, ремонте и обслуживании межколёсного дифференциала автомобиля УАЗ Хантер. Также целью является оценка возможной вероятности получения травмы и обеспечения должного уровня безопасности во время рабочего процесса [26].

### 7.1 Область применения

В данной выпускной квалификационной работе была произведена модернизация мостов (рисунок 7.1) автомобиля УАЗ Хантер, которая обеспечивает автоматическую блокировку межколёсного дифференциала. Данная конструкция предназначена для: увеличения эксплуатационных свойств путем уменьшения времени включения блокировки; предотвращения выхода из строя трансмиссии во время выезда на дорогу с высоким коэффициентом сцепления; улучшения условий труда и уменьшения утомляемости водителя.

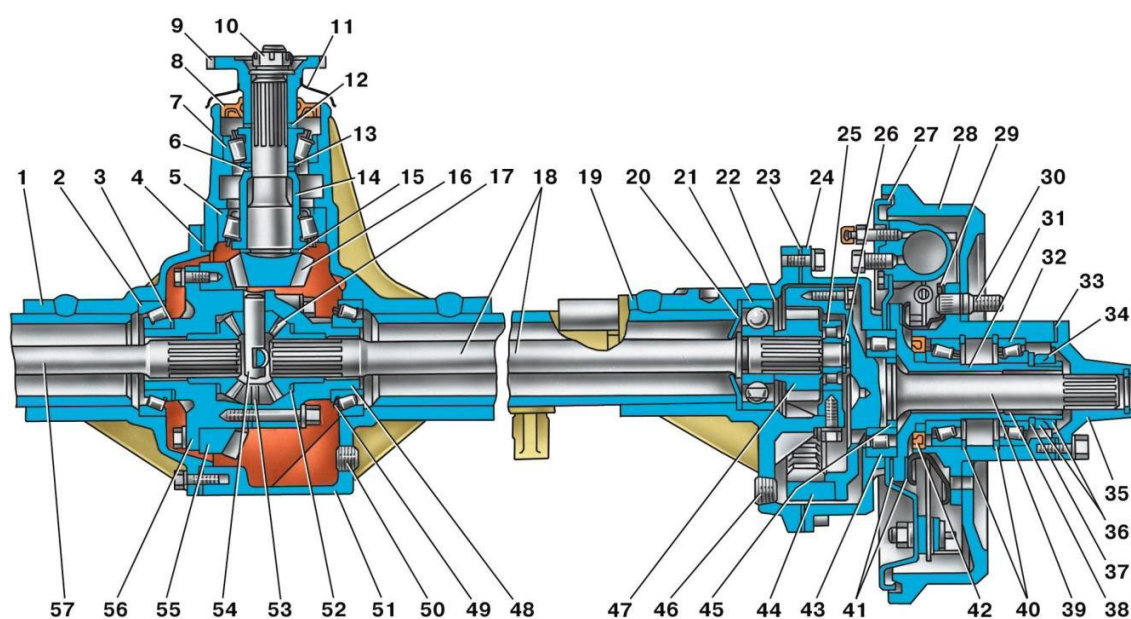


Рисунок 7.1 – Задний мост УАЗ Хантер

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

## 7.2 Оценка опасностей и риска

При эксплуатации, ремонте и обслуживании УАЗ Хантер могут возникнуть следующие опасные вредные производственные факторы:

а) присутствие в модифицированном мосту автомобиля УАЗ большого количества вращающихся элементов и деталей (ведущие валы, шестерни), с частотой до 1800 об/мин, при наличии несбалансированных масс может привести к возникновению вибрации с частотой до 130 Гц.

Нормативные документы: СН 2.2.4/2.1.8.566–96 "Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий" [27]. Значения виброскорости представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Предельно допустимые уровни воздействия вибрации в производственных условиях

Среднегеометрические частоты отклонения полос, Гц	* Предельно-допустимые значения по осям X, Y, Z			
	виброускорения		виброскорости	
	м/с <sup>2</sup>	дБ	м/с x 10 <sup>-3</sup>	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63	5,6	135	1,4	109
125	11,0	141	1,4	109
250	22,0	147	1,4	109
500	45,0	153	1,4	109
1000	89,0	159	1,4	109
Корректированные и эквивалентные корректированные значения и их уровни	2,0	126	2,0	112

б) присутствие работы сил трения во вращающихся частях межколёсного дифференциала является источником повышенных шумов, которые сказываются отрицательно на здоровье водителя.

Нормативные документы: СН 2.2.4/2.1.8.562–96 "Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки" [28], ГОСТ 12.1.003–83 «Шум. Общие требования безопасности» [29], в котором описаны основные нормы производственных шумов и соответствующие им нормы шума на рабочих местах.

Допустимые уровни звука, уровни звукового давления и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест.

Рабочее место	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Производственные помещения и территории предприятий	108	96	87	82	78	75	73	71	69	80

в) наличие в мостах автомобиля УАЗ Хантер масла SAE 75W-90 по API-GL-5, которое применяется для смазки вращающихся элементов, делают данную конструкцию пожароопасной. Немаловажно, что пары масла выделяют токсические вещества, которые негативно влияют на организм человека и могут приводить к отравлениям.



г) физические воздействия: малая подвижность во время работы, неправильная рабочая поза.

д) во время обслуживания и ремонта заднего моста автомобиля необходимо производить разборные и сборные, также монтажные и демонтажные работы элементов самого агрегата, что может привести к возникновению факторов, потенциально опасных для человека.

### 7.3 Мероприятия по уменьшению рисков

Все вращающиеся детали и узлы расположены внутри картера главной передачи, рисунок 7.2. За счёт этого обеспечивается устойчивая работа всех элементов главной передачи, их достаточная смазка, что приводит к уменьшению уровня шума во время работы.

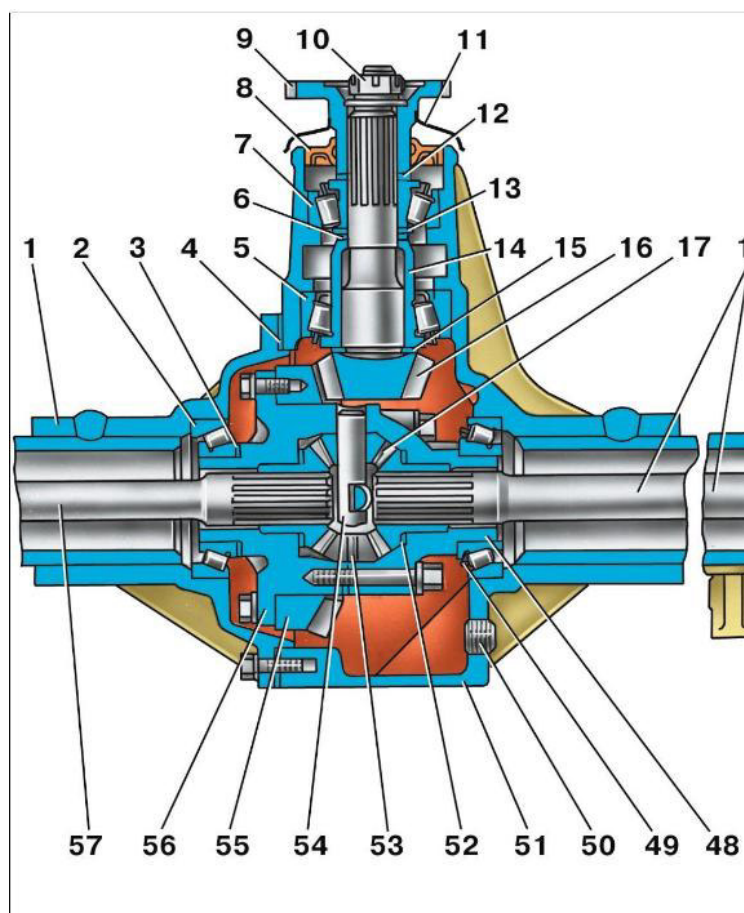


Рисунок 7.2 – Главная передача УАЗ Хантер

Для того чтобы снизить риск получения травм во время ремонта или обслуживания мостов автомобиля требуется использовать: защитные средства и специализированное оборудование: гаечные ключи, грузоподъемная техника, специальный электроинструмент и пневмоинструмент.

#### 7.4 Требования охраны труда перед началом и во время работы

Перед началом обслуживания автомобиля необходимо: надеть специализированную форму, волосы убрать под головной убор, проверить наличие и исправность ручного инструмента, приспособлений и средств индивидуальной защиты: гаечные ключи должны соответствовать размерам гаек и головок болтов, не иметь трещин и выбоин; губки ключей должны быть строго параллельны и не закатаны; раздвижные ключи не должны быть ослаблены в подвижных частях (класть подкладки между губками ключей и головкой болта, а также удлинять рукоятки с помощью труб и болтов или других предметов запрещается) [30].

О выявленных неполадках и неисправностях на рабочем месте необходимо немедленно сообщить руководителю и до устранения неполадок и разрешения к работе не приступать.

Во время работы необходимо: привести рабочую зону в порядок. Убрать все мешающие работе посторонние предметы. Проверить, есть ли на переносной электролампе защитная сетка, исправны ли шнур и изоляционная резиновая трубка.

Напряжение в переносных электролампах и лампах освещения в обзорной яме должно быть не выше 12 В.

Также необходимо подготовить специализированную подстилку для работы под автомобилем (лежанку или сервисную тележку).

Не допускать к своему рабочему месту посторонних лиц.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

При капитальном, среднем ремонте автомобиля необходимо удостовериться в том, что в бензобаках и бензопроводах нет бензина. Для слива масла и воду из элементов автомобиля использовать только специализированную тару. Не допускать слив бензина, керосина и других растворителей в канализацию. Случайно пролитое на пол масло или оброненный солидол засыпать опилками или сухим песком и собрать в специальную тару; пол протереть насухо [30].

### 7.5 Информация для пользователя

В целом можно отметить, что устройство автоматической блокировки ВШД полностью соответствует всем положениям требованиям и действующих в гидравлике и машиностроении.

При работе следует соблюдать правила по охране труда и руководствоваться требованиями безопасности во время работы.

Для управления транспортным средством УАЗ Hunter с автоматической блокировкой дифференциала допускается водитель, который имеет водительское удостоверение категории В.

Для обслуживания и ремонта автомобиля УАЗ Hunter с автоматической блокировкой межколёсного дифференциала допускаются специалисты, которые имеют специализированное образование и подготовку по профилю «Обслуживание и ремонт автотранспорта».

Рекомендуется осуществлять замену масла в мостах автомобиля во время технического обслуживания №2, также при сезонном техническом обслуживании, после пробега 40 тыс. км, но не реже 1 раза в два года [30].

Во время замены масла необходимо промывать картер дизельным топливом, а магнит сливной пробки очищать от металлических отложений. Масло сливать, вывернув пробки сливного и заливного отверстий. Перед сливом масла необходимо прогреть автомобиль. Рекомендованное заводом изготовителем масло для использования в мостах автомобиля УАЗ SAE 75W-85, по API — GL-4[30].

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

## Выводы по разделу семь

В разделе безопасность жизнедеятельности ВКР представлена область применения исследуемого объекта. Произведён анализ опасностей и рисков при эксплуатации винтошарикового дифференциала повышенного трения. Представлены меры, направленные на снижение получения травм во время и перед началом работы.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе была модифицирована система распределения мощности многоцелевого автомобиля УАЗ Hunter, путем внедрения межколёсного дифференциала повышенного трения в ведущие мосты автомобиля.

В процессе работы был проведён анализ основных сборочных единиц и деталей составных частей межколёсного дифференциала.

В технологическом разделе разработан процесс изготовления модифицируемой детали ВШД.

В экономическом разделе был произведен анализ прогрессивности и технологичности дифференциала повышенного трения.

В разделе безопасность жизнедеятельности проведен анализ опасностей и рисков при работе с дифференциалом и представлены меры по их снижению.

Учитывая большое количество задач, сложные дорожные условия, и особенности климата в регионах России, использования винтошариковых дифференциалов повышенного трения является одним из ключевых этапов в развитии отечественного машиностроения.

Для многоцелевого транспорта автоматическая блокировка винтошарикового дифференциалов позволит снизить расходы на обслуживание автомобиля и увеличить работоспособность автомобиля в трудных дорожных условиях путем: повышения средней скорости движения и уменьшения расхода топлива, увеличения времени между обслуживаниями, также увеличения средних сроков службы двигателя и трансмиссии, уменьшения тепловой нагруженности двигателя и трансмиссии, числа оборотов коленчатого вала двигателя на километр пробега, а также снижения динамических нагрузок на трансмиссию, предотвращения поломки трансмиссии при заблокированных дифференциалах при выезде автомобиля на дорогу с высоким коэффициентом сцепления, повышения проходимости, уменьшения утомления водителя.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Технические характеристики автомобилей УАЗ. – <https://kuruh.ru/uaz-harakteristiki/>
- 2 Барыкин, А.Ю. Основы теории современных дифференциалов / А.Ю. Барыкин. – Наб. Челны: Изд-во КамПИ, 2001. – 277 с.
- 3 Пирковский, Ю.В. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси) / Ю.В. Пирковский, С.Б. Шухман. – М.: Изд-во ЮНИТИ-ДАНА, 2001. – 230 с.
- 4 Шухман, С.Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / С.Б. Шухман, В.И. Соловьев, Е.И. Прочко; Под общ. ред. д.т.н., проф. С.Б. Шухмана – М.: Изд-во Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.
- 5 Селифонов, В.В. Теория автомобиля: учебное пособие / В.В. Селифонов, А.Ш. Хусаинов, В.В. Ломакин. – М.: МГТУ, 2007. – 102 с.
- 6 Келлер, А. В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси / А. В. Келлер, И.А. Мурог. – Челябинск: Изд-во ЧВВАКИУ – 2009. – 217 с.
- 7 Чижов, Д. А. Разработка комплексного метода повышения энергоэффективности полноприводной колесной машины.: автореф. дис. ...канд. техн. Наук : 05.05.03 / Д. А. Чижов – Москва – 2012.
- 8 Чичекин, И. В. Проблемы повышения эффективности транспортных средств для районов со слаборазвитой дорожной сетью / И. В. Чичекин, Я. С. Агейкин // Грузовик. – 2010. – №3. – С. 15 – 17.
- 9 Мурог, И. А. Научные методы совершенствования трансмиссии и рулевого управления при модернизации автомобилей многоцелевого назначения: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / И. А. Мурог – Челябинск – 2013. – 32 с.
- 10 Энциклопедия журнала «За рулем». – [http://wiki.zr.ru/Дифференциал\\_Torsen](http://wiki.zr.ru/Дифференциал_Torsen).

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

11 Раздаточные коробки грузовых автомобилей повышенной проходимости. –<https://os1.ru/article/7123-razdatochnye-korobki-avtomobileypovyshennoy-prohodimosti>.

12 Дунаев, П.Ф., Детали машин. Курсовое проектирование – М.: Высшая школа, 1984. – 258 с.

13 ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 39 с.

14 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. / под ред. А.Г. Косиловой.– 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 496 с.

15 ГОСТ 801-78. Сталь подшипниковая. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 68 с.

16 Штамповочный пресс Trumpf TRUMATIC 200. – <https://www.mach4metal.com/ru/machines/machine/trumpf-trumatic-200rotation-punching-machine-2096/>.

17 Токарные станки с ЧПУ – [http://stankinn.ru/doosan\\_tokarnye\\_s\\_chpu](http://stankinn.ru/doosan_tokarnye_s_chpu).

18 Эндогазовая печь. –[http://www.induktor.ru/catalog/endogazovye\\_ustanovki/](http://www.induktor.ru/catalog/endogazovye_ustanovki/).

19 Станок круглошлифовальный. – <http://www.novator-grp.ru/rus/catalog/260>.

20 Общие машиностроительные нормативы режимов резания: справочник: в 2т. / А.Д. Локтев, И.Ф. Гуцин, В.А. Батуев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – Т. 1. – 640 с.

21 Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть 1. – М.: Машиностроение, 1967. – 224 с.

22 Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть 2. – М.: «Машиностроение», 1974. – 200 с.

23 Заслонов, В.Г. Организационно – экономическая часть дипломного проекта: учебное пособие / В.Г. Заслонов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 95 с.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

24 Интернет магазин цифровой и бытовой техники. – <http://www.dns-shop.ru>.

25 Продажа сортового металла. – <http://www.mzstal.ru/product/krug-stal-shh4/>.

26 Безопасность жизнедеятельности: методические указания к дипломному проекту / составители А.В.Хашковский, И.П.Палатинская, – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – 50 с.

27 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий: СН 2.2.4/2.1.8.566–96 от 31.10.1996 г.

28 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки: СН 2.2.4/2.1.8.562–96 от 31.10.1996 г.

29 ГОСТ 12.1.003–83. Шум. Общие требования безопасности. М. Изд-во стандартов, 1983. – 13 с.

30 Суханов, Б.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: пособие / Б. Н. Суханов, И. О. Борзых, Ю. Ф. Бедарев. – М.: Транспорт, 1985. – 224с.

31 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению: справ. пособие / Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.

32 ГОСТ 7798–70. Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкция и размеры. М.: Изд-во стандартов, 1998. – 7с.

33 ГОСТ 7796–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В. Конструкция и размеры. М.: Изд-во стандартов, 1998. – 7с.

34 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1998. – 8 с.

35 ГОСТ 397–79. Шплинты. Технические условия. М.: Изд-во: Стандартинформ, 2005. – 6 с.

36 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. Москва: Государственный Стандарт Союза ССР, 1970. – 8 с.

					23.04.02.2020.069.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84