

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего  
образования

«ЮЖНО–УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(национальный исследовательский университет)

Политехнический институт: факультет «Автотракторный»

Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

\_\_\_\_\_ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_/ В.Н. Бондарь/  
\_\_\_\_\_ 2017 г.

Разработка системы распределения мощности в трансмиссиях грузовых  
автомобилей семейства КАМАЗ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОМУ КВАЛИФИКАЦИОННОМУ ПРОЕКТУ  
ЮУрГУ–23.05.01.2017.839.00.00.ПЗ ВКП

Руководитель проекта  
доцент, канд. техн. наук  
А.В. Келлер

\_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор проекта  
студент группы П-503  
Р.Р. Саяхов

\_\_\_\_\_ 2017 г.

Нормоконтролер  
доцент, канд. техн. наук  
В.И. Дуюн

\_\_\_\_\_ 2017 г.

Челябинск 2017

## АННОТАЦИЯ

Саяхов Р.Р. Разработка системы распределения мощности в трансмиссиях грузовых автомобилей семейства КАМАЗ. – Челябинск: ЮУрГУ, П, АТ; 2017, ПЗ – 138 с. 101 ил., библиографический список – 52 наименований, 3 прил., 14 листов чертежей формата А1.

В выпускной квалификационной работе проведен анализ отечественных и передовых зарубежных технологий, проведен анализ существующих систем распределения мощности, выявлены их основные недостатки и преимущества. Разработан вариант подключения привода переднего ведущего моста с межосевой и межколесной блокировкой дифференциала автомобиля КАМАЗ 65222 в процессе движения. Разработан технологический процесс изготовления детали, входящей в состав механизма подключения переднего ведущего моста.

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

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Саяхов				Разработка системы распределения мощности в трансмиссиях грузовых автомобилей семейства КАМАЗ.	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Келлер						3	137
Н. Контр.	Дуюн					ЮУрГУ		
Утверд.	Бондарь					Кафедра «КГМ»		

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ПЕРЕДОВЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ.....	10
1.1 Назначение и характеристика автомобиля КамАЗ–65222.....	10
1.2 Характеристика условий эксплуатации автомобиля КамАЗ–65222.....	13
1.3 Анализ систем управления распределения мощностью по колесам.....	14
1.3.1 Система полного привода xDrive.....	16
1.3.2 Система полного привода Quattro.....	18
1.3.3 Система полного привода 4Matic.....	21
1.3.4 Системы полного привода 4Motion.....	24
1.3.5 Система Active Yaw Moment Control.....	26
1.3.6 Jeep Grand Cherokee Полный привод.....	29
1.3.7 Межосевой дифференциал с изменяемой степенью блокировки.....	30
1.3.8 Подключение полного привода УАЗ.....	38
1.3.9 Трансмиссия КАМАЗ 43105.....	39
1.3.10 Steyr Automatic Drive–Train Management (ADM).....	40
1.3.11 Automatic Traction Control (ATC).....	46
2 ОПИСАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБРАННОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	49
2.1 Техничко–экономическое обоснование предложенной конструкции.....	49
2.1.1 Оценка эффективности отключения привода одной из ведущих осей.....	49
2.1.1.1 Описание математической модели.....	50
2.1.1.2 Результат моделирования.....	54
2.1.2 Оценка эффективности отключения главной передачи.....	57
2.1.2.1 Описание математической модели.....	57
2.1.2.2 Результаты моделирования.....	59
2.2 Техническая характеристика и описание.....	60
2.2.1 Раздаточная коробка.....	60
2.1.2 Передний мост.....	62
2.3 Реализация метода включения переднего моста, блокировки межосевого дифференциала и жесткой кинематической связи межколесной блокировки дифференциала переднего ведущего моста.....	64

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

3 РАСЧЕТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ .....	71
3.1 Расчет на прочность и долговечность зубчатых муфт .....	71
3.1.1 Расчет на прочность и долговечность муфт включения переднего моста в раздаточной коробке .....	72
3.1.1.1 Описание конструкции и постановка задачи .....	72
3.1.1.2 Расчет муфты на изгибную прочность .....	73
3.1.2 Расчет на прочность и долговечность муфт включения главной передаче в переднем мосту .....	76
3.1.2.1 Описание конструкции и постановка задачи .....	76
3.1.2.2 Расчет муфты на контактную прочность .....	77
3.1.2.3 Расчет муфты на изгибную прочность .....	78
3.1.3 Расчет на прочность и долговечность муфт блокировки межколесного дифференциала .....	80
3.1.3.1 Описание конструкции и постановка задачи .....	80
3.1.3.2 Расчет муфты на контактную прочность .....	81
3.1.3.3 Расчет муфты на изгибную прочность .....	83
3.1.3.4 Верификация полученных результатов методом конечных элементов	84
3.1.3.4.1 Определение изгибной прочности кулачка муфты блокировки дифференциала методом конечных элементов .....	84
3.1.3.5 Выводы по расчету .....	86
3.1.3.5.1 Способы увеличения допустимой разности скоростей вращения колес	86
3.1.4 Расчет на прочность и долговечность муфт блокировки межосевого дифференциала .....	86
3.1.4.1 Описание конструкции и постановка задачи .....	87
3.1.4.2 Начальные и граничные условия, действующие нагрузки .....	90
3.1.4.3 Результаты расчетов .....	91
3.1.4.4 Сравнение полученных результатов .....	96
3.1.4.5 Выводы .....	98
3.2 Расчет шлицевых соединений муфт включения переднего моста и блокировки дифференциала с валами .....	99
3.2.1 Расчет шлицевого соединения муфт включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала .....	99
3.2.1.1 Описание конструкции и постановка задачи .....	99

3.2.1.2	Расчет шлицевого соединения на смятие .....	100
3.2.1.3	Вывод по расчету .....	100
3.2.2	Расчет шлицевого соединения муфты блокировки межосевого дифференциала и вала солнечной шестерни дифференциала.....	101
3.2.2.1	Описание конструкции и постановка задачи .....	101
3.2.2.2	Расчет шлицевого соединения на смятие .....	101
3.2.2.3	Вывод по расчету .....	102
3.2.3	Расчет шлицевого соединения подвижной полумуфты включения главной передачи и полуоси. ....	102
3.2.3.1	Описание конструкции и постановка задачи .....	102
3.2.3.2	Расчет шлицевого соединения на смятие .....	103
3.2.3.3	Вывод по расчету .....	103
3.2.4	Расчет шлицевого соединения неподвижной полумуфты включения главной передачи и вала дифференциала. ....	103
3.2.4.1	Описание конструкции и постановка задачи .....	103
3.2.4.2	Расчет шлицевого соединения на смятие .....	104
3.2.4.3	Вывод по расчету .....	104
3.2.4	Расчет шлицевого соединения неподвижной полумуфты блокировки межколесного дифференциала и корпуса дифференциала.....	105
3.2.4.1	Описание конструкции и постановка задачи .....	105
3.2.4.2	Расчет шлицевого соединения на смятие .....	105
3.2.4.3	Вывод по расчету .....	106
3.2.4	Расчет шлицевого соединения подвижной полумуфты блокировки межколесного дифференциала и вала дифференциала. ....	106
3.2.4.1	Описание конструкции и постановка задачи .....	106
3.2.4.2	Расчет шлицевого соединения на смятие .....	106
3.2.4.3	Вывод по расчету .....	107
3.3	Расчет картера моста.....	107
3.3.1	Описание конструкции и постановка задачи .....	107
3.2.2	Начальные и граничные условия, действующие нагрузки.....	109
3.2.3	Результаты расчетов .....	109
3.2.4	Выводы .....	109
4	ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ .....	111
4.1	Введение.....	111

4.2 Описание детали и ее назначения .....	112
5 ОРГАНИЗАЦИОННО–ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	118
5.1 Организационный раздел .....	118
5.2 Экономический раздел .....	121
5.2.1 Описание конструкции .....	121
5.2.2 Анализ прогрессивности проектируемой конструкции.....	121
5.2.3 Оценка себестоимости проекта .....	123
5.2.4 Расчёт затрат на изготовление проектируемой детали .....	124
5.2.5 Расчёт себестоимости изделия.....	126
5.2.6 Оценка коммерческой состоятельности проекта.....	126
5.2.7 Оценка эффективности инвестиций.....	127
5.2.8 Техничко–экономические показатели инвестиционного проекта .....	128
6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ .....	131
6.1 Область применения .....	131
6.2 Идентификация опасностей и оценка риска .....	132
6.3 Меры направленные на снижение риска .....	134
6.4 Информация пользователю .....	134
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	136
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	137

## ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Графическая часть на 14 листах ф. А1

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Спецификации на 12 листах ф. А4

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

## ВВЕДЕНИЕ

Для условий эксплуатации грузовых автомобилей типичным является движение по покрытиям с различной степенью неравномерности распределения сопротивления качению и сцепления, как в поперечном, так и в продольном направлениях. В этих условиях одним из основных путей повышения энергоэффективности и топливной экономичности является совершенствование системы распределения мощности между ведущими колесами путем: отключения некоторых ведущих мостов, введения жесткой кинематической связи, приложения к ним крутящего момента и управления подачей топлива в двигатель.

Не смотря на большой научно–технический задел внесенный учеными и инженерами научных школ московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана, московского политехнического университета, научно–исследовательского тракторного института, центрального научно–исследовательский автомобильный и автомоторный институт „НАМИ“, ОАО КАМАЗ, ОАО «АЗ УРАЛ», и др., вопросы ограничения буксования ведущих колес путем: отключения некоторых ведущих мостов, введения жесткой кинематической связи, приложения к ним тормозного момента и управления подачей топлива исследованы недостаточно. Не разработаны математические модели движения автомобилей с ограничением буксованием в различных дорожных условиях, не выявлены закономерности ограничения буксования ведущих колес путем приложения к ним тормозного момента.

Существуют проблемы, связанные с построением автоматических систем распределения мощности на базе цифровой техники с учетом особенностей рабочих процессов систем и агрегатов грузовых автомобилей. Выбор рациональной структуры, параметров и построение алгоритмов функционирования таких систем, включающих множество элементов, работа которых основана на различных физических принципах, связаны со значительными трудностями. Современные системы распределения мощности включают механическую часть (ДВС, межколесные и межосевые дифференциалы, тормозные механизмы), пневматическую (тормозные камеры, пневмоцилиндры), электрическую (исполнительные элементы приводов), электронную и микропроцессорную (датчиковая аппаратура, вычислительная часть). При разработке системы ограничения буксования необходим учет особенностей функционирования каждого элемента в отдельности и процессов 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 идет управляющее воздействие, причем чаще всего методом приближения (т.е. постепенно увеличиваясь), а за это время колесо уже проходит определенное расстояние, дорожные условия под ним меняются, и, следовательно, теряется эффективность управляющего воздействия. Кроме того, в них используются методы пропорционально–интегрально–дифференциального (ПИД), адаптивного,

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		8

нелинейного или оптимального управления. Для этих методов управления необходимо, чтобы сцепные характеристики колеса с дорогой были известны и не изменялись, а возмущающие факторы были незначительны. Однако параметры, характеризующие взаимодействия колеса с опорной поверхностью автомобиля меняются в зависимости от маршрута движения и нагрузки, другими словами, они различны при различных состояниях дороги. Возникает необходимость в разработке правил оптимального управления при изменении несущей способности грунта.

В связи с этим задача разработки системы распределения мощности в трансмиссиях грузовых автомобилей, определения и исследования закономерностей управления ее элементами и разработка на их основе алгоритма управления, влияющих на повышение энергоэффективности грузовых автомобилей, является весьма актуальной.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9



# 1 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ПЕРЕДОВЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И РЕШЕНИЙ

## 1.1 Назначение и характеристика автомобиля КамАЗ–65222

Автомобиль КамАЗ–65222 повышенной проходимости (Рисунок 1.1) [1,2], предназначен для перевозки различных грузов, людей и буксирования прицепов по всем видам дорог и отдельным участкам местности. Техническая характеристика приведена в таблице 1.1.

Исходные данные для таблицы берем из технического описания автомобиля КамАЗ–65222.

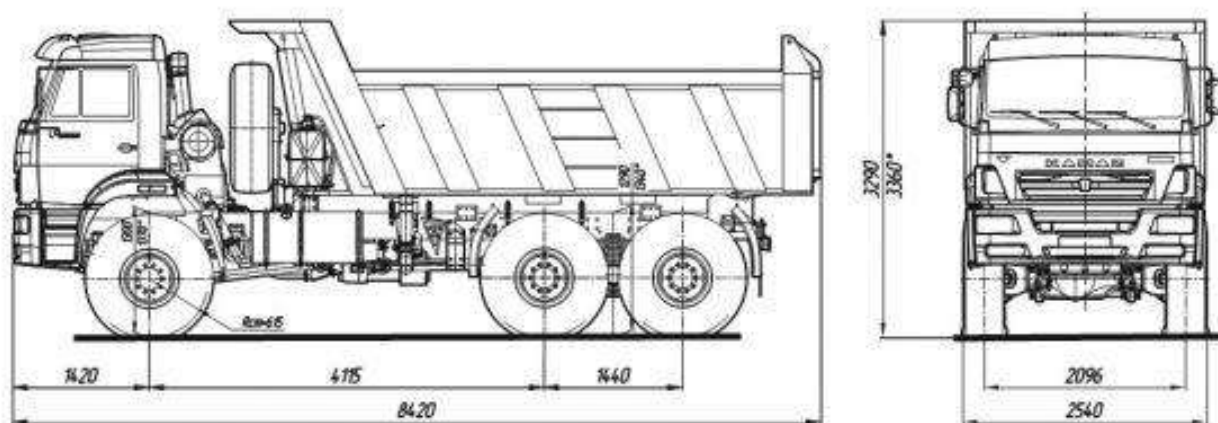


Рисунок 1.1 – Грузовой автомобиль КамАЗ–65222

Таблица 1.1 – Техническая характеристика автомобиля КамАЗ–65222.

Весовые параметры и нагрузки	
Снаряженная масса шасси, кг	14350
нагрузка на передний мост, кг	6350
Весовые параметры и нагрузки	
нагрузка на заднюю тележку, кг	8000
Грузоподъемность автомобиля, кг	19500 (*25500)
Полная масса, кг	35000 (*41000)
нагрузка на передний мост, кг	8000

Продолжение таблицы 1.1

нагрузка на заднюю тележку, кг	20000(*26000)
*допускается конструкцией при движении по дорогам с осевой нагрузкой 130 кН (13 тс)	
Двигатель:	
Модель	740.50–360 (Евро–3)
Тип	дизельный с турбонаддувом, с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха
Номинальная мощность, нетто, кВт(л.с.) / при частоте вращения коленчатого вала, об/мин	255 (347)
Номинальная мощность, брутто, кВт(л.с.)	265(360)
при частоте вращения коленчатого вала, об/мин	2200
Максимальный крутящий момент, нетто, Нм (кгсм)	1450(148)
при частоте вращения коленвала, об/мин	1300–1500
Расположение и число цилиндров	V–образное,8
Рабочий объем, л	11,76
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	120/130
Степень сжатия	16,8
Система питания:	
Вместимость топливных баков, л	350
Электрооборудование:	
Напряжение, В	24
Аккумуляторы, В/Ачас	2x12/190
Генератор, В/Вт	28/2000

Продолжение таблицы 1.1

Сцепление:	
Тип	диафрагменное, однодисковое, мод. ZF&SACHS MFZ 430
Привод	гидравлический с пневмоусилителем
Коробка передач:	
Модель	ZF 16S 151
Тип	механическая, шестнадцатиступенчатая
Управление	механическое, дистанционное
Передаточные числа на передачах:	1–13,86; 2–11,56; 3–9,52; 4–7,96; 5–6,56; 6–5,48; 7–4,58; 8–3,83; 9–3,02; 10–2,53; 11–2,08; 12–1,74; 13–1,43; 14–1,20; 15–1,00; 16–0,84; 3X1–12,97; 3X2–10,85
Главная передача:	
Тип	двойная, с центральной конической передачей и планетарными колёсными передачами
Передаточное отношение	6,88
Тормоза:	
Привод	пневматический
Диаметр барабана, мм	420
Ширина тормозных накладок, мм	180
Суммарная площадь тормозных накладок, см <sup>2</sup>	7200
Раздаточная коробка:	
Тип	механическая, ZF STEYR VG 1600/300, двухступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом
Управление	пневматическое
Передаточные числа:	первая передача (низшая) – 1,536 вторая передача (высшая) – 0,89
Колеса и шины:	
Тип колес	дисковые

Окончание таблицы 1.1

Тип шин	пневматические, камерные
Размер обода	11,25–20
Размер шин	16.00 R20
Кабина:	
Тип	расположенная над двигателем, с высокой крышей
Исполнение	без спального места
Самосвальная платформа:	
Объем платформы, м <sup>3</sup>	12
Направление разгрузки	назад
Угол подъема платформы, град	50
Характеристика а/м полной массой 27500 кг:	
Максимальная скорость, не менее, км/ч	90
Угол преодолеваемого автомобилем полной массы, %, не менее	25(14)
Внешний габаритный радиус поворота, м	12

1.2 Характеристика условий эксплуатации автомобиля КамАЗ–65222

В данное время автомобиль КамАЗ–65222 эксплуатируется во всех районах нашей страны.

Россия отличается от всех других стран исключительным разнообразием климата. На ее территории расположены различные климатические зоны. В районах Крайнего Севера продолжительность зимнего периода составляет 300 дней в году, а температура воздуха минус 50<sup>0</sup>С. В то же время в южных районах зима как таковая отсутствует, а температура воздуха летом 45...50<sup>0</sup>С. Во многих точках Российской Федерации относительная влажность повышается до 95...97%.

Величина солнечной радиации на территории страны достигает 1,51 кал/мин см<sup>2</sup>. Все это способствует снижению эксплуатационной надежности систем, агрегатов и механизмов автомобиля.

Помимо климатических условий на эксплуатацию автомобилей во многом влияет и развитие дорожной сети, а автомобиль КамАЗ является автомобилем повышенной проходимости и может эксплуатироваться в условиях бездорожья.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Машины, эксплуатируемые в полевых условиях подвергаются воздействию атмосферы и поверхностных веществ.

Следует учитывать, что автомобиль также эксплуатируется в армейских условиях, что накладывает на него свой отпечаток и ужесточает ряд предъявляемых к нему требований. В целом данный автомобиль отвечает предъявляемым к нему требованиям о чем говорит его широкое использование в Вооруженных Силах России.

### 1.3 Анализ систем управления распределения мощностью по колесам

В настоящее время существует большое количество вариантов схем управления распределением мощности подводимой к колесам автомобиля. Рассмотрим существующие варианты схем управления на примере двухосного автомобиля с колесной формулой 4x4. Анализ литературных источников показывает, что можно выделить следующие основные варианты организации распределения мощности : «классическая» полноприводная трансмиссия – full–time имеет три полноценных дифференциала, поэтому такой автомобиль в любых режимах движения имеет привод на все 4 колеса; система Part–time с возможностью механического подключения полного привода и, наконец, система Automatic all–wheel drive, часто обозначаемая как AWD — автоматически подключаемый полный привод. При этом автоматически подключаемый полный привод бывает двух типов, разделяемый по характеру работы: реактивные системы (включающиеся по факту пробуксовки ведущей оси) и превентивные (в которых передача момента на обе оси активируется по сигналу от педали газа). На рисунке представлены различные варианты реализации систем привода мощности к колесам автомобиля.

В соответствии с принятыми на рисунке 1.2 обозначениями вариантов управления трансмиссией: представлена полноприводная схема типа full–time с тремя дифференциалами (межосевым, передним межколесным, задним межколесным) и их блокировкой с использованием гидромеханических муфт; на позиции; представлен вариант в котором блокировка между осями осуществляется с использованием вискомуфт; вариант в котором межосевой дифференциал отсутствует, а задний мост подключается с помощью вязкостной муфты; вариант аналогичный предыдущему, без межосевого дифференциала, подключение заднего моста осуществляется с использованием электромагнитной муфты; стандартная схема без муфт блокировки дифференциалов, вместо них эмуляция блокировок осуществляется при помощи системы VSC/TRC/ABS – буксующее колесо принудительно подтормаживается, тем самым момент на другом колесе той же оси увеличивается. Аналогично удастся перераспределять момент между передней и задней осями.

При эксплуатации на дорогах с твёрдым покрытием необходима изменяемая степень блокировки дифференциала (речь сейчас в основном про межосевой дифференциал) в зависимости от условий движения. А вот на бездорожье можно

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

передвигаться хоть с полностью заблокированными всеми тремя дифференциалам.

В трансмиссии Full-time присутствует три дифференциала FD, RD и CD. А в part-time межосевой дифференциал CD отсутствует и его заменяет механизм жесткого подключения второй оси вручную.

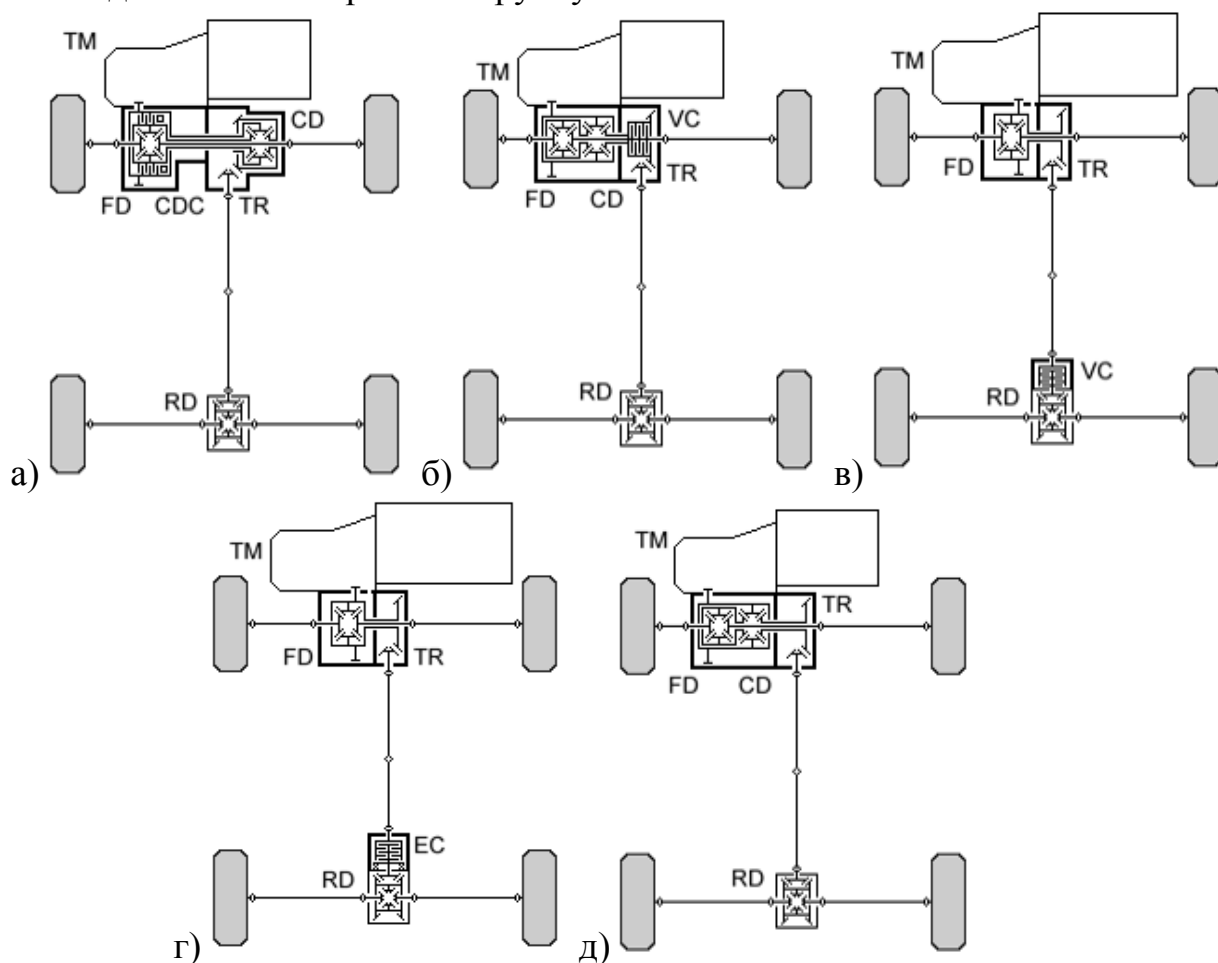


Рисунок 1.2 – Условные обозначения

ТМ – трансмиссия (коробка передач, вариатор), TR – раздаточная коробка, FD – передний дифференциал, RD – задний дифференциал, CD – межосевой дифференциал, CDC – гидромеханическая муфта, VC – вязкостная муфта, EC – электромеханическая муфта

Одновременно с этим появилось отдельное направление механически подключаемого полного привода (Part-time). У такой схемы полностью отсутствует межосевой дифференциал, а на его месте находится механизм подключения второй оси. Такая трансмиссия обычно применяется на недорогих внедорожниках и пикапах. В результате, на дорогах с твёрдым покрытием такой автомобиль может эксплуатироваться только с приводом на одну ось.

В трансмиссии межосевой дифференциал отсутствует, из коробки передач выходит два вала, один на переднюю ось (со своим дифференциалом), другой — на заднюю, к муфте.

Следует помнить, что для максимально эффективной полноприводной трансмиссии (независимо от того, full-time это или a-awd) требуется наличие переменной блокировки межосевого дифференциала (муфты) в зависимости от дорожных условий. Для этого существует несколько способов. Самые популярные из них: вязкостная муфта, шестерёнчатый самоблокирующийся дифференциал, электронное управление блокировкой.

### 1.3.1 Система полного привода xDrive

Данная система полного привода была разработана концерном BMW и её можно отнести к системам постоянного полного привода. В зависимости от условий движение система может обеспечивать бесступенчатую, переменную и непрерывную передачу крутящего момента. Эта система устанавливается на спортивных внедорожниках и легковых автомобилях [46].

Насчитывается четыре поколения системы xDrive автомобилей BMW:

—первое поколение устанавливалось с 1985 года, отношение передаваемого крутящего момента 37:63, имелась блокировка межосевого дифференциала и заднего межколёсного вискомуфтой.

—второе поколение устанавливалась с 1991 года, передаваемый крутящий момент в соотношении 36:64. Блокировка межосевого и заднего межколёсного дифференциалов многодисковой муфтой. Возможно перераспределение крутящего момента между осями от 0 до 100%.

—третье поколение с 1999 года, распределение крутящего момента в соотношении 38:62. Применялись межосевой и межколёсные дифференциалы свободных типов, возможно взаимодействие системы с системой курсовой устойчивости.

—четвёртое поколение с 2003 года, крутящий момент распределяется в соотношении 40:60. Возможно перераспределение крутящего момента между осями от 0 до 100%, электронная блокировка дифференциалов, взаимодействует с системой курсовой устойчивости.

Основой для системы полного привода xDrive послужила классическая заднеприводная трансмиссия. Распределение крутящего момента осуществляется раздаточной коробкой. Она состоит из зубчатой передачи, которая управляется фрикционной муфтой (Рисунок 1.3). В трансмиссиях спортивных внедорожников вместо зубной передачи установлена цепная (Рисунок 1.4).

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16



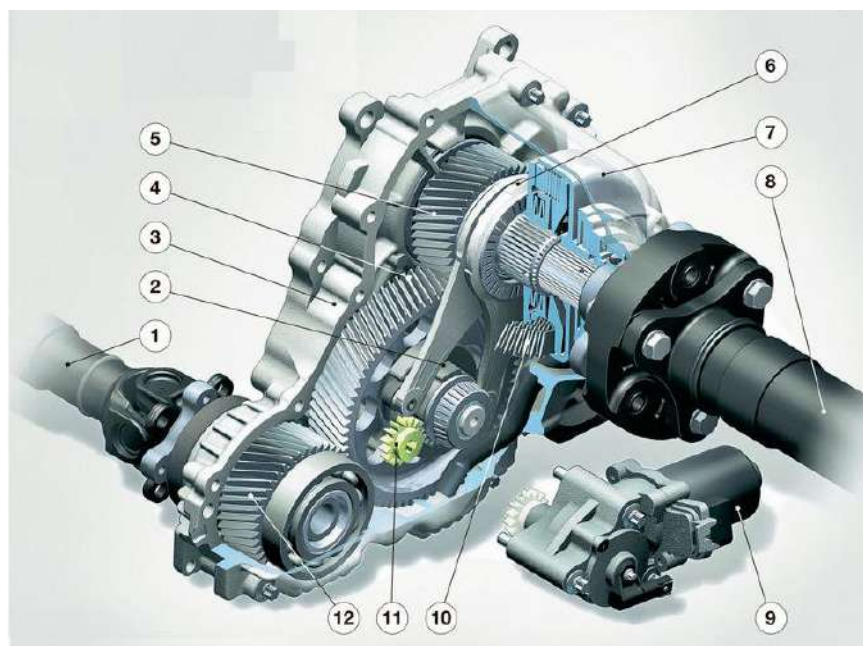


Рисунок 1.3 – Конструкция раздаточной коробки xDrive с приводными шестернями

1 — привод на переднюю ось; 2 — управляющий кулачок серводвигателя; 3 — корпус; 4 — промежуточная шестерня; 5 — ведущая шестерня; 6 — главный рычаг; 7 — многодисковая муфта; 8 — привод на заднюю ось; 9 — серводвигатель; 10 — пакет фрикционных дисков; 11 — ведущая шестерня серводвигателя; 12 — ведомая шестерня

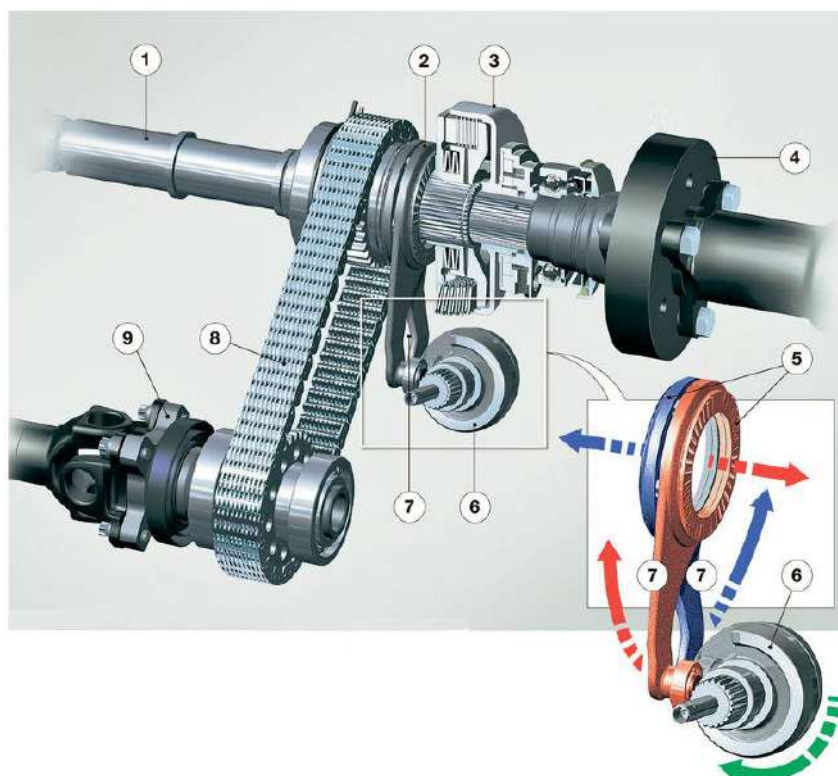


Рисунок 1.4 – Конструкция раздаточной коробки xDrive с цепным приводом



1 — входной вал от коробки передач; 2 — главный рычаг с разжимным механизмом; 3 — многодисковая муфта; 4 — выходной вал к задним колесам; 5 — разжимной механизм; 6 — управляющий диск серводвигателя; 7 — плечи рычага; 8 — цепь; 9 — выходной вал к передним колесам

xDrive взаимодействует с системой курсовой устойчивости DSC. Также система включает в себе электронную блокировку дифференциалов, системы контроля тяги DTC и помощи при спуске HDC.

Взаимодействие xDrive и DSC обеспечивается системой интегрального управления ходовой частью ICM, также ею обеспечивается связь с системой активного рулевого управления AFS.

Работа системы xDrive определяется алгоритмом работы фрикционной муфты. Система имеет следующие режимы:

Старт BMW с места – если условия нормальные, то фрикционная муфта замкнута, распределение крутящего момента в соотношении 40:60, это позволяет развить максимальную тягу при разгоне. При достижении 20 км/ч крутящий момент начинает распределяться в зависимости от условий движения.

Езда с избыточной поворачиваемостью (занос задней оси) – муфта замкнута с большей силой, на переднюю ось передается больше крутящего момента, BMW начинает вести себя как переднеприводный автомобиль.

Езда с недостаточной поворачиваемостью (снос передней оси внутрь поворота) – муфта размыкается, на заднюю ось передается до 100% крутящего момента, если необходимо включается в работу система курсовой устойчивости.

Езда по скользким покрытиям – муфта блокируется, это предотвращает пробуксовку колёс, при необходимости включается система курсовой устойчивости.

### 1.3.2 Система полного привода Quattro

Система полного привода quattro является системой постоянного полного привода, в которой крутящий момент постоянно передается на все колеса автомобиля [46]. С 1980 года название quattro используется автопроизводителем Audi для обозначения системы полного привода своих автомобилей. Отличительной особенностью системы quattro является продольное расположение двигателя и элементов трансмиссии, которое характерно для большинства автомобилей Audi.

Несмотря на различия в конструкции систем конкретных автомобилей, система quattro включает следующие традиционные элементы полноприводной трансмиссии: коробку передач, раздаточную коробку, карданную передачу, главную передачу и межколесный дифференциал на каждой оси.

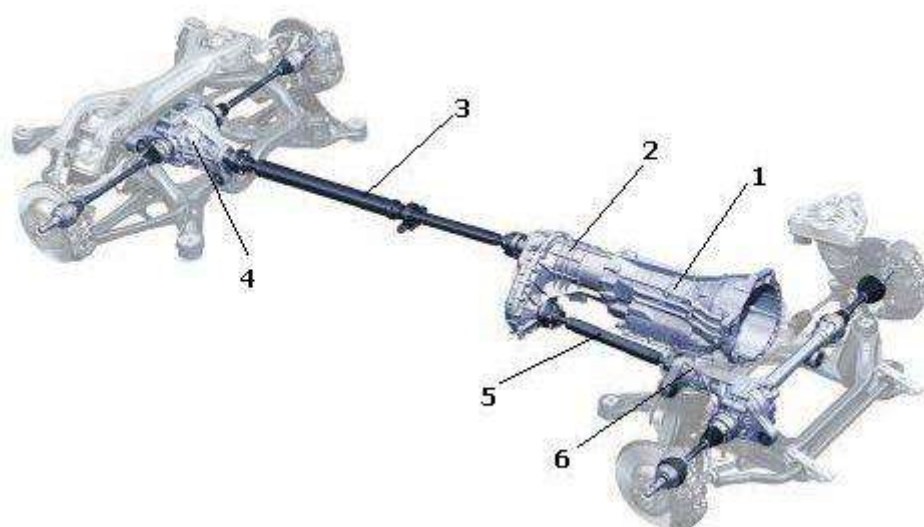


Рисунок 1.5 – Схема системы полного привода Quattro

1 — коробка передач; 2 — раздаточная коробка; 3 — карданная передача; 4 — главная передача и задний межколесный дифференциал; 5 — вал привода передней оси; 6 — главная передача и передний межколесный дифференциал

В трансмиссии quattro может устанавливаться как механическая коробка передач, так и коробка-автомат.

Раздаточная коробка непосредственно присоединена к коробке передач. Конструктивно она включает межосевой дифференциал, распределяющий крутящий момент на переднюю и заднюю оси. Корпус дифференциала имеет механическое соединение с коробкой передач. Распределение крутящего момента на оси в зависимости от конструкции раздаточной коробки может осуществляться непосредственно через приводные валы или отдельную зубчатую передачу.

В качестве межосевого дифференциала в системе полного привода quattro использовались и используются:

с 1981 года – свободный межосевой дифференциал с механической блокировкой;

с 1988 года – самоблокирующийся симметричный дифференциал Torsen с возможностью перераспределения крутящего момента на ось с лучшим сцеплением до 80%. Расположение сателлитов перпендикулярно приводным валам (Torsen T-1);

с 2007 года – самоблокирующийся несимметричный дифференциал Torsen с распределением крутящего момента по осям в стандартном положении 40:60 и с возможностью перераспределения крутящего момента на ось с лучшим сцеплением до 70% – на переднюю ось и до 80% – на заднюю ось. Расположение сателлитов параллельно приводным валам (Torsen T-3).



коробка, вал привода, главная передача и дифференциал передней оси объединены в одном корпусе.

В качестве переднего межколесного дифференциала используется свободный дифференциал, к которому с 1995 года добавлена функция электронной блокировки дифференциала.

На автомобилях Audi с поперечным расположением двигателя (Audi A3/S3, Audi TT, Audi Q3) используется система полного привода подключаемого автоматически, аналогичная системе 4Motion с фрикционной муфтой Haldex.

Перспективная версия системы полного привода от Audi основана на использовании гибридной силовой установки и носит название E-tron quattro.

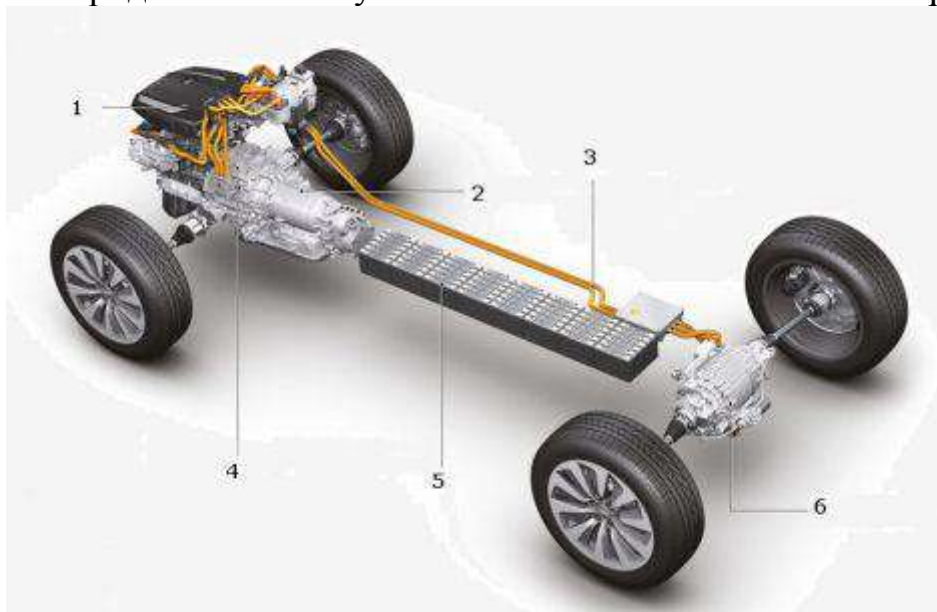


Рисунок 1.7 – Схема системы полного привода E-tron quattro

1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — коробка передач; 3 — кабель высокого напряжения; 4 — электродвигатель; 5 — высоковольтная аккумуляторная батарея; 6 — задний мост с электрическим приводом

Конструктивно система E-tron quattro включает в дополнение к двигателю внутреннего сгорания и коробке передач два электродвигателя – мощностью 33 кВт на передней оси и 60 кВт – на задней. При этом задняя ось имеет только электрический привод. Питание электродвигателей осуществляется от литий-ионной аккумуляторной батареи, установленной в центральном тоннеле автомобиля

### 1.3.3 Система полного привода 4Matic

Система полного привода 4Matic является разработкой Mercedes-Benz. Трансмиссия автомобилей с системой 4Matic имеет только автоматическую коробку передач [46].

История системы полного привода 4Matic включает три поколения:

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21



1 поколение с 1986 года Е–класс (тип 124). Полный привод подключаемый автоматически, механические блокировки межосевого и заднего межколесного дифференциалов, управление приводом с помощью двух гидравлических муфт, при срабатывании системы ABS отключение полного привода.

2 поколение с 1997 года Е–класс (тип 210). Постоянный полный привод, межосевой и межколесные дифференциалы свободного типа, блокировка межколесных дифференциалов симулируется с помощью системы контроля тягового усилия.

3 поколение с 2002 года С–класс (тип 203), Е–класс (тип 211), S–класс (тип 220). Постоянный полный привод, межосевой и межколесные дифференциалы свободного типа, контроль за движением с помощью системы курсовой устойчивости, включающей систему контроля тягового усилия.

Система полного привода 4Matic последнего поколения включает автоматическую коробку передач, раздаточную коробку, карданные передачи привода передней и задней оси, главную передачу и межколесный дифференциал передней и задней оси, приводные валы с шарнирами равных угловых скоростей, полуоси задних колес.

Центральным конструктивным элементом системы 4Matic является раздаточная коробка, которая осуществляет бесступенчатое распределение крутящего момента по осям автомобиля. Раздаточная коробка объединяет сдвоенный планетарный редуктор, цилиндрические шестерни, а также приводные валы.

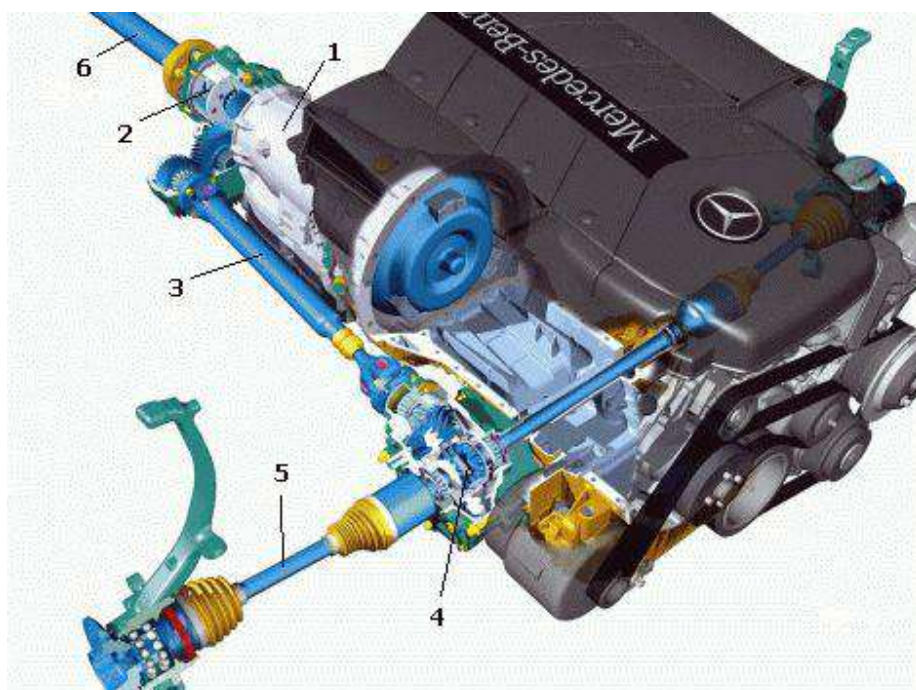


Рисунок 1.8 – Схема системы полного привода 4Matic

1 — автоматическая коробка передач; 2 — раздаточная коробка; 3 — карданная передача привода передней оси; 4 — главная передача и передний межколесный дифференциал; 5 — приводные валы с шарнирами равных угловых скоростей; 6 — карданная передача привода задней оси

Планетарный редуктор выполняет в коробке функцию несимметричного межосевого дифференциала. Передача крутящего момента происходит таким образом, что на переднюю ось приходится 40% его номинальной величины, на заднюю ось – 60% (на некоторых моделях это соотношение 45:55).

Приводной вал соединен с водило планетарного редуктора. Вал привода задней оси вращается от солнечной шестерни большего диаметра. Вал привода передней оси полый, соединен с солнечной шестерней малого диаметра, с другой стороны с помощью цилиндрических шестерен соединен с карданной передачей передней оси.

В системе 4Matic не предусмотрено блокировок межосевого и межколесных дифференциалов. Автоматический контроль устойчивости при движении автомобиля обеспечивает система курсовой устойчивости ESP, которая включает систему контроля тягового усилия ETS, антипробуксовочную систему ASR и антиблокировочную систему тормозов ABS.

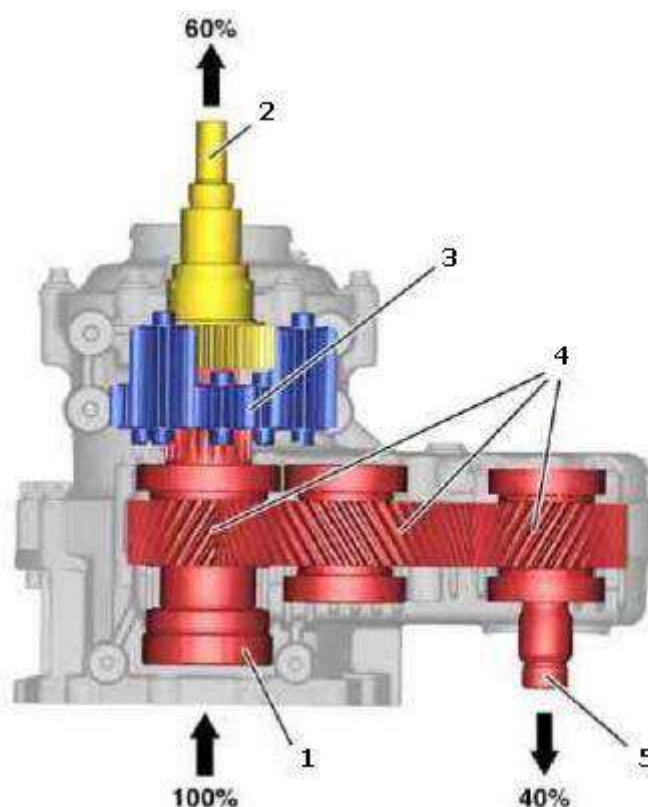


Рисунок 1.9 – Схема раздаточной коробки системы 4Matic  
 1 — приводной вал; 2 — вал привода задней оси; 3 — планетарный редуктор;  
 4 — цилиндрические шестерни; 5 — вал привода передней оси

Система ETS (Electric Traction System) по конструкции аналогична электронной блокировке дифференциала. При срабатывании система симулирует блокировку межколесных дифференциалов путем подтормаживания буксующих колес. При этом крутящий момент на колесе с лучшим сцеплением увеличивается, чем достигается уверенный разгон с места, ускорение на дорогах с

плохим покрытием, т.е., устойчивое управление автомобилем в сложных условиях.

### 1.3.4 Системы полного привода 4Motion

Система полного привода 4Motion относится к системам подключаемого автоматический полного привода. В данной системе крутящий момент распределяется по осям в зависимости от дорожной ситуации. Система 4Motion устанавливается на автомобили концерна Volkswagen с 1998 года [46].

Система полного привода 4Motion включает дифференциал передней оси в коробке передач, раздаточную коробку, карданную передачу привода задней оси, многодисковую фрикционную муфту, главную передачу и дифференциал задней оси.

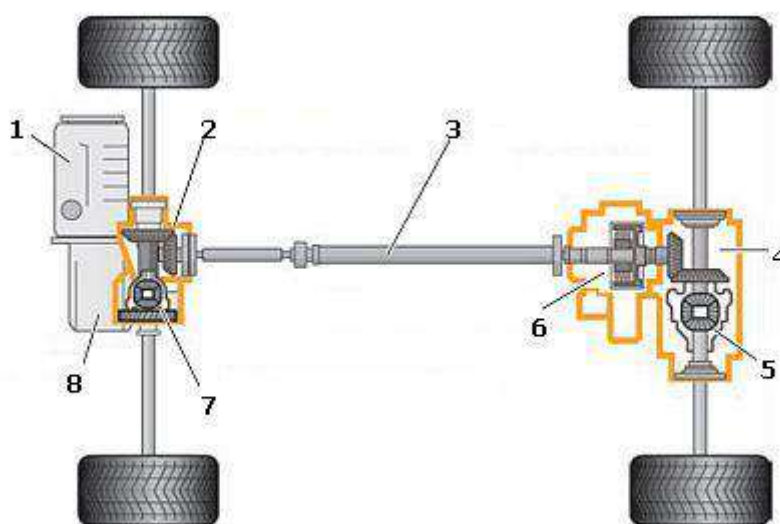


Рисунок 1.10 – Схема системы полного привода 4Motion

1 — двигатель; 2 — раздаточная коробка; 3 — карданная передача; 4 — главная передача задней оси; 5 — межколесный дифференциал задней оси; 6 — муфта подключения задней оси (муфта Haldex); 7 — межколесный дифференциал передней оси; 8 — коробка передач

Дифференциал передней оси обеспечивает передачу крутящего момента от коробки передач к передним ведущим колесам. Корпус дифференциала передней оси соединен с раздаточной коробкой полым валом.

Раздаточная коробка представляет собой коническую передачу, с помощью которой крутящий момент передается под углом 90 град. Карданная передача привода задней оси соединяет раздаточную коробку и фрикционную муфту.

Карданная передача состоит из двух валов, соединенных шарниром равных угловых скоростей. К раздаточной коробке и фрикционной муфте валы присоединяются с помощью упругих муфт. Задний карданный вал имеет промежуточную опору.

В системе полного привода 4Motion применяется многодисковая фрикционная муфта Haldex. Муфта обеспечивает управляемую передачу крутящего момента (величина передаваемого крутящего момента определяется степенью замыкания муфты) от передней к задней оси автомобиля. Муфта Haldex встроена в картер дифференциала задней оси.

В настоящее время в системе полного привода 4Motion используется муфта Haldex четвертого поколения (автомобили Volkswagen Tiguan), которая имеет более простую конструкцию в сравнении с предшественниками. До этого устанавливались муфты первого и второго поколений (автомобили Volkswagen Golf IV, V – опционально, Volkswagen Transporter).

Конструктивно муфта Haldex включает пакет фрикционных дисков, насос, аккумулятор давления и систему управления.

Пакет фрикционных дисков представляет собой набор из фрикционных и стальных дисков. Фрикционные диски имеют внутреннее зацепление со ступицей. Стальные диски имеют внешнее зацепление с барабаном. Количество дисков определяет величину передаваемого крутящего момента (больше дисков – больше момент). Диски сжимаются поршнями.

Муфта Haldex имеет электронное управление, включающее входные датчики, блок управления и исполнительные устройства. Входным датчиком системы управления является датчик температуры масла.

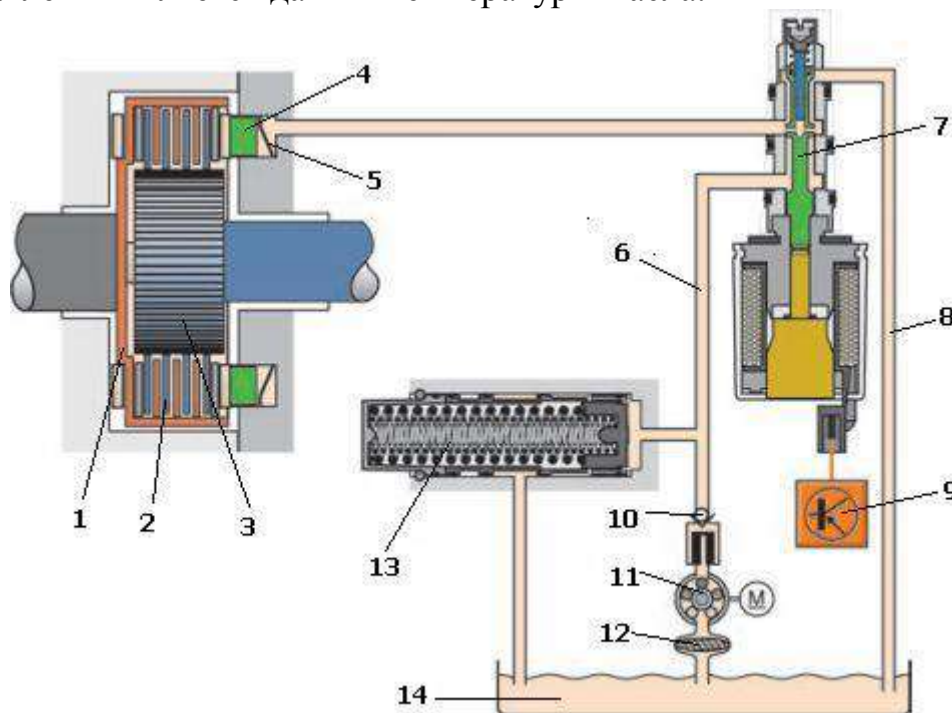


Рисунок 1.11 – Схема фрикционной муфты Haldex

- I — барабан; 2 — пакет фрикционных дисков; 3 — ступица; 4 — поршень;  
 5 — тарельчатая пружина; 6 — подающая магистраль; 7 — клапан управления;  
 8 — обратная магистраль; 9 — блок управления; 10 — обратный клапан;  
 II — насос; 12 — масляный фильтр; 13 — аккумулятор давления; 14 — масляный бак

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

25



Блок управления преобразует входящую информацию в управляющие воздействия на исполнительное устройство. Помимо датчика температуры масла электронный блок управления использует информацию от блока управления двигателем, блока управления системы ABS, получаемую по CAN–шине.

Исполнительным устройством системы управления является клапан управления, регулирующий давление сжатия фрикционных дисков от 0 до 100% максимальной величины. Величина давления определяется положением клапана.

Насос и аккумулятор давления обеспечивают поддержание давления масла в системе на уровне 3 МПа.

Работа системы 4Motion определяется алгоритмом работы муфты Haldex, в котором можно выделить следующие характерные режимы:

- начало движения;
- начало движения с пробуксовкой;
- движение с постоянной скоростью;
- движение с пробуксовкой;
- торможение.

При трогании с места и разгоне автомобиля клапан управления закрыт, диски муфты максимально сжаты. На задние колеса передается максимальный крутящий момент.

Если движение начинается с пробуксовкой обоих передних колес, клапан управления закрывается, фрикционные диски муфты сжимаются. Крутящий момент полностью передается на заднюю ось. При пробуксовке одного из передних колес в работу системы вначале включается электронная блокировка дифференциала.

При движении с постоянной скоростью клапан открывается, а диски сжимаются в зависимости от условий движения. На заднюю ось крутящий момент передается в определенных (незначительных) пределах.

Пробуксовка в движении автомобиля определяется на основании сигналов от блока управления системы ABS. При этом клапан открывается в зависимости от условий движения (какая ось и какие колеса буксуют).

При торможении клапан управления открыт, фрикционные диски муфты полностью разжаты. Крутящий момент на заднюю ось не передается.

### 1.3.5 Система Active Yaw Moment Control

Mitsubishi Motors пошла своим путем, применив на «эволюциях» IV, V, VI и VII систему Active Yaw Moment Control (AYC) дословно — «активное управление моментом вокруг вертикальной оси». Принцип ее действия — перераспределен поступающего от двигателя крутящего момента между задними колесами автомобиля [46].

AYC — сложная система, управляемая компьютером и имеющая собственную гидросистему.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		26

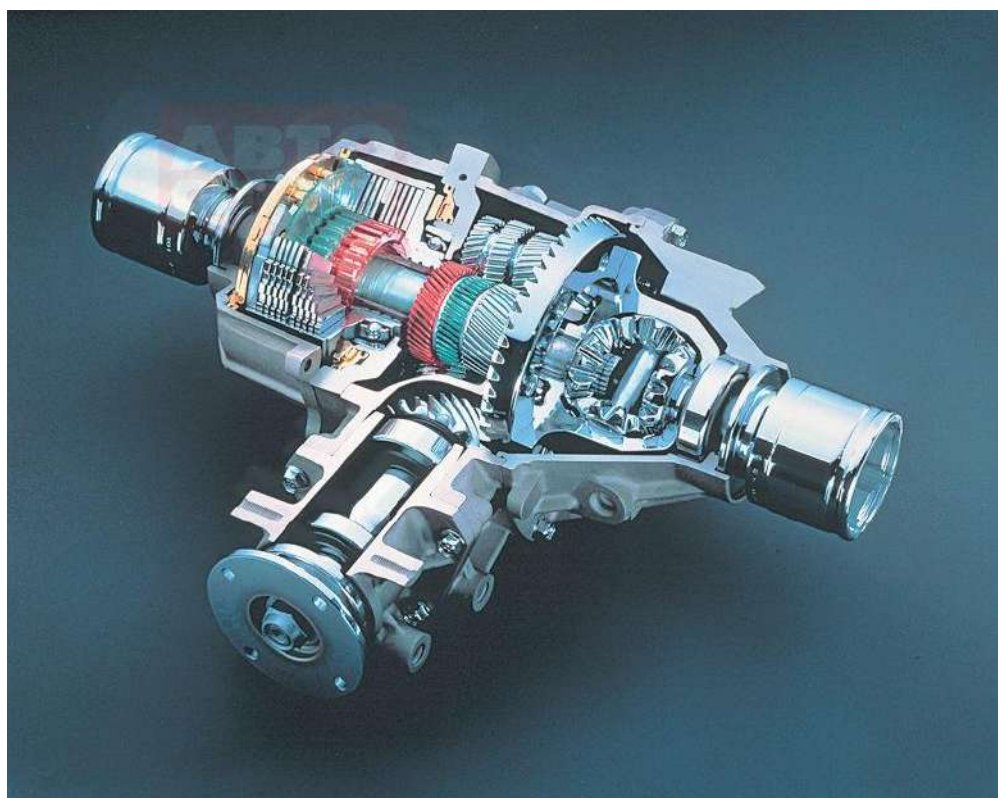


Рисунок 1.12 – Система полного привода АУС

В картере главной передачи, помимо привычных деталей, мы видим еще зубчатую передачу и два многодисковых сцепления – "правое" и «левое».

В каждом из пакетов часть дисков связана с зубчатой передачей, часть – с правой полуосью. Конечно, эти диски имеют одинаковые размеры и расположены в пакетах через один, но для удобства, в соответствии с рисунком, мы будем называть их "внутренними" и "наружными".

Зубчатая передача связывает "внутренние" диски с коробкой дифференциала. Для "левого" пакета дисков она понижающая, а для "правого" – повышающая. А значит, "внутренние" диски "левого" пакета вращаются чуть медленнее коробки дифференциала, а правые – быстрее.

Схема управления приведена на рисунке 1.13. Если гидравлика по команде модуля управления сжимает "левый" пакет дисков, где "внутренние" диски вращаются медленнее, то момент будет отбираться от правой полуоси и, в силу свойств дифференциала, передаваться на левую. Момент на левом колесе возрастает, на правом – падает. Вокруг вертикальной оси автомобиля возникает момент  $M_z$  "поворачивающий" его вправо.

Теперь сжимаем "правый" пакет дисков. Поскольку "внутренние" диски здесь вращаются быстрее, момент будет отбираться от них (то есть от коробки дифференциала) и передаваться на правую полуось. Естественно, на левом колесе момент уменьшится. Вокруг вертикальной оси автомобиля возникнет момент  $M_z$ , "поворачивающий" его влево.

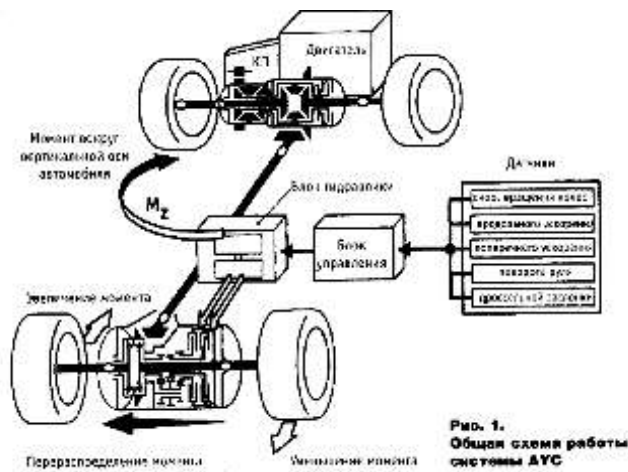


Рисунок 1.13 – Схема управления с использованием системы «АУС»

Схема управления дифференциалом и поворот автомобиля при использовании системы «АУС» приведена на рисунке 1.14.

Если дополнительный момент  $M_z$ , вокруг вертикальной оси совпадает с направлением поворота, боковая нагрузка на передних колесах уменьшается, а на задних — увеличивается. Снижается тенденция к недостаточной поворачиваемости (или воз растает склонность к избыточной). Если момент  $M_z$  направлен против поворота — ситуация меняется на противоположную.

В результате работы АУС значительно возрастёт не только безопасность, но и скорость прохождения поворотов, повышается точность управления в повороте.

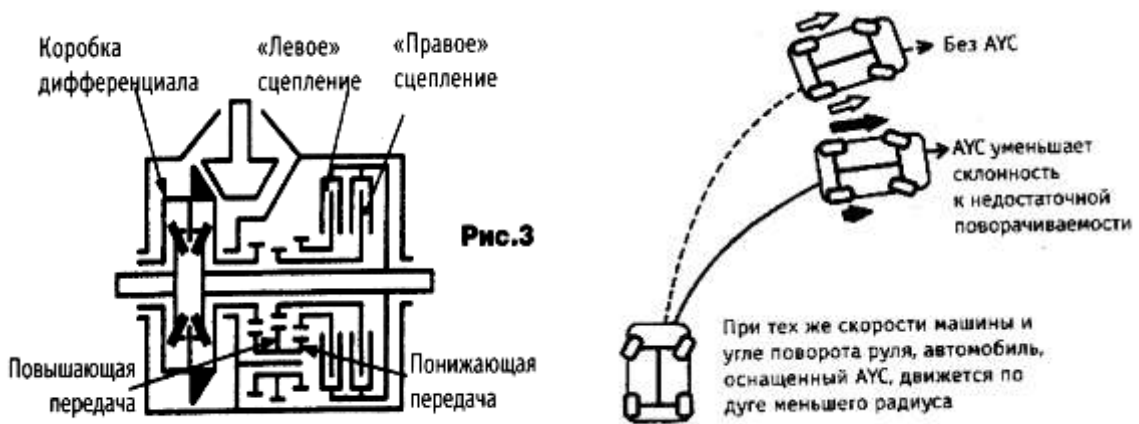


Рисунок 1.14 – Схема управление дифференциалов и поворот автомобиля при использовании «АУС»

Очевиден выигрыш и при разгоне на участке со смешанным покрытием, когда система перераспределяет момент в пользу колеса, имеющего лучшее сцепление с дорогой.

Межосевой дифференциал – необходимое устройство в системе постоянного полного привода. Однако не всегда его роль положительна – ведь он распределяет момент между передними и задними колесами в строго определенной пропорции, а во многих ситуациях это распределение не является оптимальным. Поэтому во

многих полноприводных трансмиссиях применяются самоблокирующие межосевые дифференциалы различных конструкций. Скажем, в предыдущих Lancer Evolution (включая Evo VI) в качестве устройства блокировки использовалась вязкостная муфта. Но как и механические системы, вискомуфта имеет определенную характеристику, изменить которую невозможно. Ее можно лишь подобрать более–менее подходящей для большинства условий движения, однако в каждой конкретной ситуации она не будет идеальной.

Возможности электронного управления куда шире — мы можем влиять на степень блокировки межосевого дифференциала исходя из ситуации, с учетом скорости движения автомобиля, боковых ускорений, качества дорожного покрытия и т.д.

Для Mitsubishi активный межосевой дифференциал (ACD) — не новость: впервые компания применила его в 1992 году на автомобиле Galant VR4. Lancer Evolution VII тоже получил дифференциал с электронным управлением. Но это, что называется, «совсем другой случай» — ведь теперь он применяется уже совместно с системой АУС и управляются они единым электронным блоком и единой гидросистемой. И их совместная работа придает автомобилю совершенно новое качество. Ведь блокировка, позволяя лучше реализовать возможности мотора, оказывает отрицательное влияние на управляемость, а АУС способна это влияние компенсировать.

### 1.3.6 Jeep Grand Cherokee Полный привод

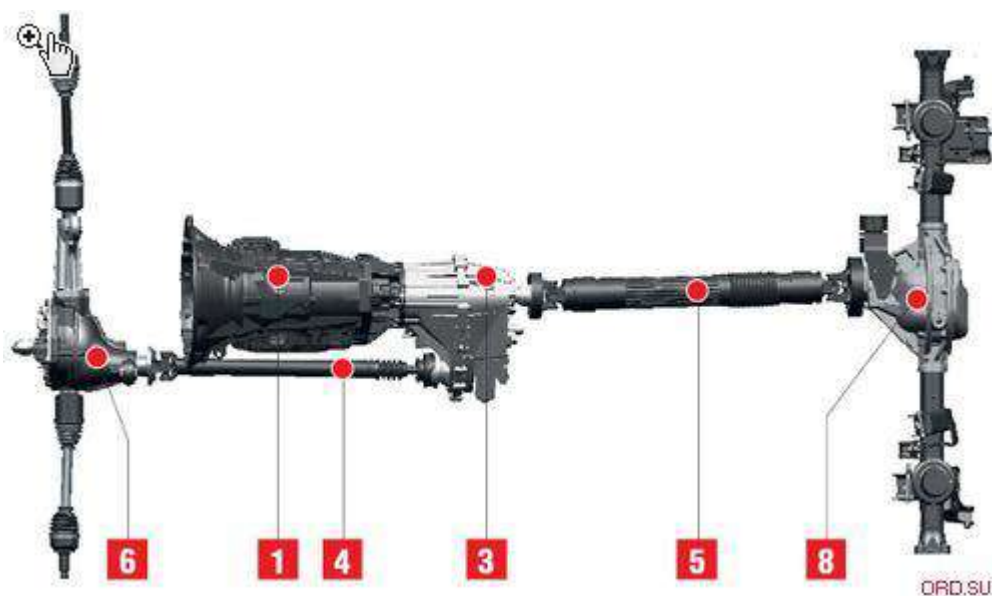


Рисунок 1.15 – Система Quadra–Drive II

1 — коробка передач; 3 — Раздаточная коробка МР 3022 с муфтой;  
 4 — Приводной карданный вал переднего моста; 5 — Приводной карданный вал заднего моста; 6 — Передний мост; 8 — Задний мост либо со свободным, либо с блокируемым дифференциалом

Ключевым компонентом системы Quadra–Drive II является "трио" электронно–управляемых дифференциалов повышенного трения ELSD, которые впервые применены в автомобильной промышленности и устанавливают новые стандарты для блокирующихся дифференциалов. Крутящий момент двигателя автоматически распределяется между передним и задним ведущими мостами через межосевой дифференциал ELSD, а между левыми и правыми колесами он распределяется посредством, соответственно, переднего и заднего межколесных дифференциалов ELSD. Передний и задний межколесные дифференциалы ELSD также имеют муфты с электронным управлением, которые позволяют автоматически и мгновенно изменять свое состояние от полного проскальзывания до полной блокировки каждой полуоси. Такая система при необходимости максимизирует сцепление колес с дорогой и лишена тех недостатков при движении по дороге с твердым покрытием, которые обычно ассоциируются с подобными системами полного привода [46].

Система Quadra–Drive II является стандартным оборудованием для Jeep Grand Cherokee Limited с 4.7–литровым двигателем V–8, а также для моделей с дизельным двигателем 3.0 CRD или 5.7–литровым двигателем HEMI.

### 1.3.7 Межосевой дифференциал с изменяемой степенью блокировки

Система DCCD (Driver Control Center Differential) состоит из несимметричного цилиндрического дифференциала с электронно–управляемой блокировкой муфтой дискового типа, ряда датчиков и выключателей и электронного блока управления DCCD [46].

На данный момент существует уже несколько поколений DCCD, различающихся передаточными числами (существуют различные варианты распределения крутящего момента между передней и задней осями автомобиля: 45:55, 35:65 и 41:59) и конструкцией системы блокировки межосевого дифференциала. Использование несимметричного дифференциала с распределением крутящего момента в пользу задней оси заключается в попытке производителя сделать поведение автомобиля на трассе более устойчивым. В данном обзоре рассмотрено последнее поколение системы DCCD, устанавливаемое на Subaru Impreza WRX STi с 2007 года с распределением крутящего момента в отношении 41:59. Ее отличительной чертой является наличие помимо электромагнитной муфты механической блокировки кулачкового типа. Также, в рабочую группу датчиков был включен датчик положения рулевого колеса, благодаря которому электронный блок управления DCCD теперь имеет более полную информацию о манере вождения.

Схема межосевого дифференциала с изменяемой степенью блокировки DCCD приведена на рисунке 1.16.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		30

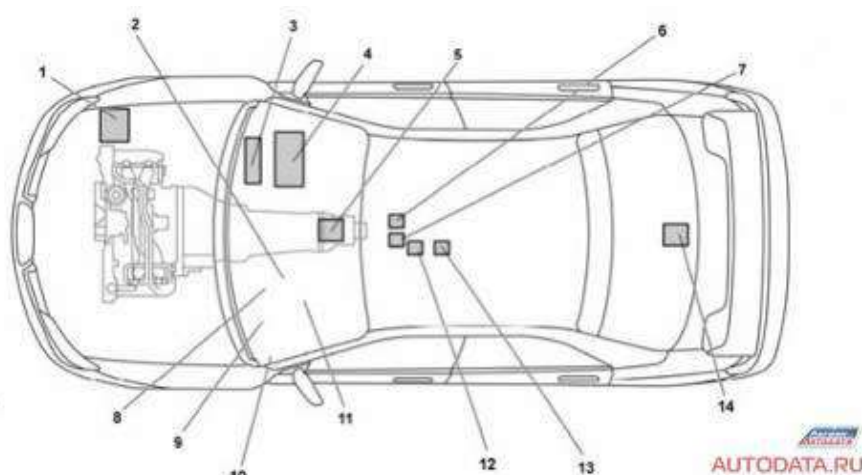


Рисунок 1.16 – Схема межосевого дифференциала с изменяемой степенью блокировки DCCD

1 — электронный блок управления ABS, 2 — датчик положения рулевого колеса, 3 — электронный блок управления DCCD, 4 — электронный блок управления двигателем, 5 — межосевой дифференциал, 6 — переключатель "AUTO MANU" режимов работы DCCD, 7 — управляющий переключатель DCCD, 8 — датчик положения дроссельной заслонки, 9 — выключатель стоп-сигналов, 10 — реле DCCD, 11 — блок индикаторов DCCD, 12 — датчик замедления и бокового перемещения автомобиля, 13 — датчик включения стояночного тормоза, 14 — датчик температуры масла в заднем редукторе

Система блокировки межосевого дифференциала состоит из двух частей: механической самоблокирующейся муфты (обеспечивает блокировку дифференциала от 0 до 30%) и электромагнитной муфты, управляемой электронным блоком управления (блокировка дифференциала от 30 до 100%).

Устройство системы блокировки дифференциала DCCD приведено на рисунке 1.17. Механическая самоблокирующаяся муфта обеспечивает блокировку до того, как в работу вступит э/м муфта. При возникновении разницы частоты вращения валов привода передних и задних колес, кулачки муфты начинают отодвигать влево вал дифференциала, включая таким образом главную муфту.



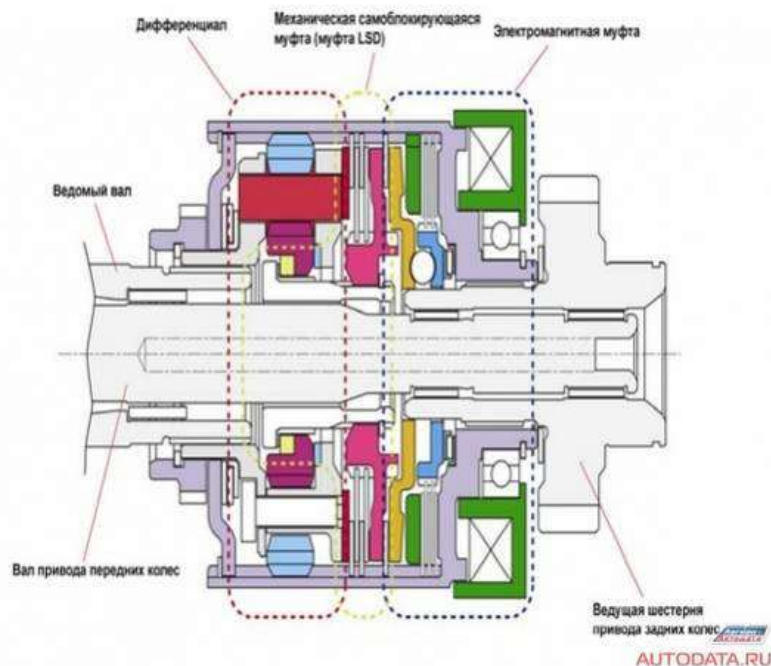


Рисунок 1.17 – Система блокировки межосевого дифференциала: механическая самоблокирующаяся муфта и электромагнитная муфта, управляемая электронным блоком управления

Конструкция механической блокировочной муфты приведена на рисунке 1.18.

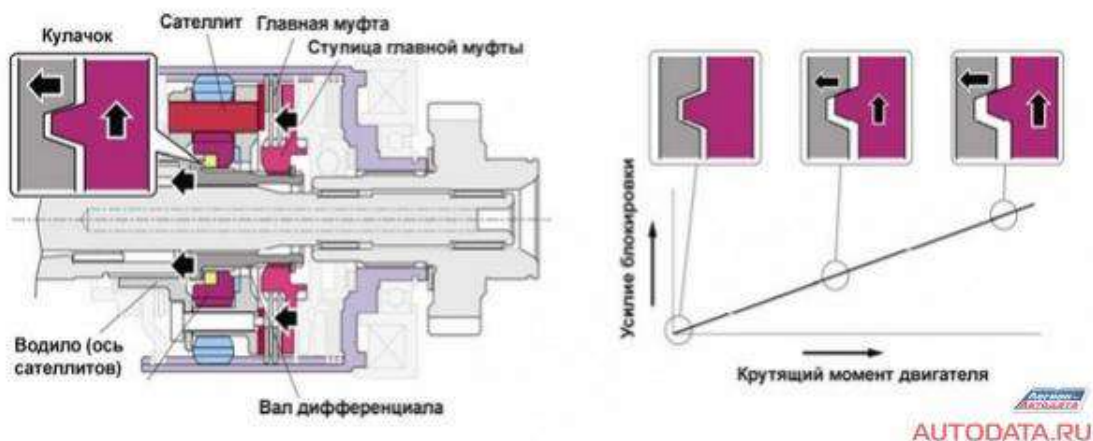


Рисунок 1.18 – Режимы работы механической муфты

Электромагнитная муфта состоит из механической части (пластин) и электромагнита (обмотки). Под действием электромагнитного поля, величина которого изменяется в зависимости от силы тока, подаваемой на обмотку муфты, пластины сжимаются или разжимаются, изменяя степень блокировки (от 30 до 100%). Отличием от предыдущих вариантов конструкции муфты является изменение расположения главного фрикциона и существенное уменьшение количества рабочих дисков в пакете.

Схема работы электромагнитной муфты, приведена на рисунке 1.19.

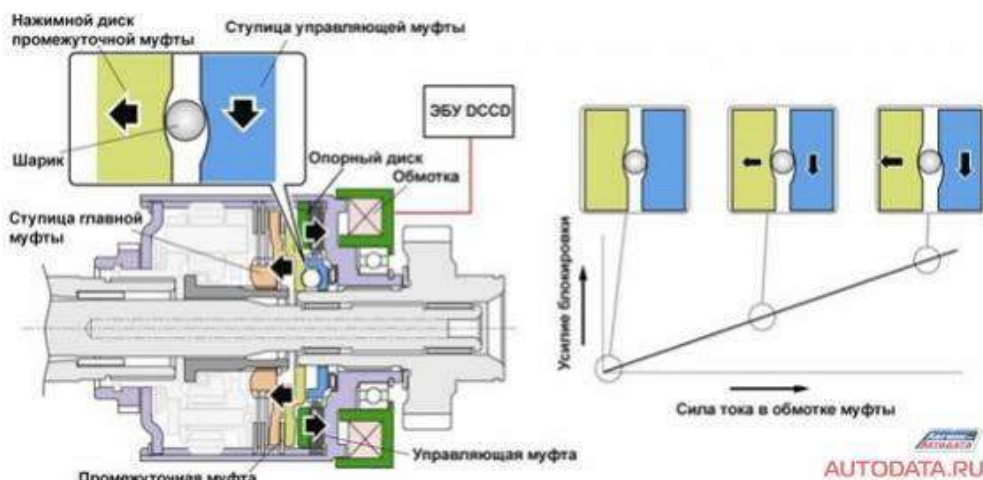


Рисунок 1.19 – Схема работы электромагнитной муфты

Изменение степени блокировки межосевого дифференциала, в свою очередь, изменяет соотношение распределения крутящего момента между передней и задней осями автомобиля. При заблокированном дифференциале крутящий момент распределяется в отношении 50:50 (передняя ось : задняя ось), при разблокированном, в зависимости от года выпуска автомобиля, соотношение может составлять либо 35:65 (модели до 2007 г.), либо 41:59 (модели с 2007 г.) соответственно.

Функции электронного блока управления DCCD приведены в таблице 3

Управление степенью блокировки электромагнитной муфты осуществляется либо в автоматическом режиме, либо водитель может сам управлять степенью блокировки при выборе ручного управления. В ручном режиме (MANU) степень блокировки задается водителем вручную и является определяющей для электронного блока управления. В автоматическом режиме (AUTO) степень блокировки определяется блоком управления на основе сигналов от датчиков.

Автоматический режим работы DCCD (AUTO)

В автоматическом режиме электронный блок управления DCCD постоянно вычисляет оптимальный уровень блокировки межосевого дифференциала в меняющихся дорожных условиях, перераспределяя крутящий момент между передней и задней осями автомобиля в реальном времени таким образом, чтобы обеспечить оптимальный баланс показателей сцепления и маневренности автомобиля на любых видах дорожного покрытия. На новых моделях STi режим "AUTO" имеет два дополнительных подрежима.

Таблица 1.2 – Функции электронного блока управления DCCD

Фактор	Действие
Степень открытия дроссельной заслонки	Увеличивает или снижает степень блокировки э/м муфты в зависимости от усилия нажатия на педаль акселератора
Срабатывание антиблокировочной	Снижает степень блокировки э/м муфты при поступлении сигнала срабатывания



системы тормозов (ABS)	системы ABS от блока управления ABS
------------------------	-------------------------------------

Продолжение таблицы 1.2

Нажатие на педаль тормоза	Снижает степень блокировки э/м муфты при поступлении сигнала от выключателя стоп–сигналов
Включение стояночного тормоза	Разблокировка э/м муфты при поступлении сигнала от датчика включения стояночного тормоза
Крутой поворот	Снижает степень блокировки э/м муфты в зависимости от уровня сигнала датчика положения рулевого колеса таким образом, чтобы предотвратить занос
Пробуксовка	На основе сигналов от датчиков частоты вращения колес, определяют величину проскальзывания каждого колеса, после чего корректирует степень блокировки э/м муфты в зависимости от проскальзывания колеса
Поворот	По сигналам от датчика положения рулевого колеса и датчика бокового перемещения определяет момент поворота и управляет э/м муфтой таким образом, чтобы сохранить управляемость и устойчивость автомобилем при прохождении поворота
Управляющий переключатель системы DCCD	Увеличивает или снижает степень блокировки э/м муфты в зависимости от выбранного положения управляющего переключателя DCCD
Аварийный режим работы	Информирует водителя о наличии неисправности в системе посредством мигания индикатора DCCD. В случае неисправности обмотки муфты, блок управления отключает обмотку и полностью "распускает" дифференциал. Если неисправность незначительная (неисправность датчиков), блок управления переходит в аварийный режим работы, при котором система работает настолько это возможно
Температура масла в заднем дифференциале	Снижает степень блокировки э/м муфты при поступлении сигнала от датчика температуры масла в заднем дифференциале (температура масла свыше 150 градусов). Система вернется в заданный режим работы при снижении температуры в дифференциале до рабочего значения

Режим "АУТО+" делает акцент на переднюю ось и увеличивает сцепление с дорожным полотном. Рекомендуется использовать при движении во время дождя, на дорогах, покрытых льдом или снегом, грунтовых дорогах и т.д. Режим "АУТО-" – распределение крутящего момента будет происходить в пользу задней оси, обеспечивая лучшую маневренность. Рекомендуется использовать для активного и агрессивного вождения на сухой дороге с хорошим сцеплением. Помните, что в автоматическом режиме блок управления DCCD использует информацию со множества датчиков, дающих исчерпывающее представление о манере вождения и изменениях дорожных условий, поэтому реакция DCCD гораздо быстрее реакции большинства профессиональных водителей и спортсменов.

Алгоритм работы системы DCCD в автоматическом режиме при прохождении поворота

Когда автомобиль приближается к повороту и водитель отпускает педаль акселератора/нажимает педаль тормоза, электронный блок управления DCCD фиксирует момент начала замедления автомобиля и максимально снижает степень блокировки межосевого дифференциала (вплоть до его полной разблокировки), что обеспечивает лучшую маневренность при вхождении в поворот.

Режим работы системы управления при начале входа в поворот показан на рисунке 1.20.



Рисунок 1.20 – Режим движения автомобиля: начало входа в поворот

В повороте, блок управления, пропорционально значению ускорения бокового перемещения и степени открытия дроссельной заслонки (положению педали акселератора), управляет степенью блокировки дифференциала таким образом, чтобы сохранить контроль и устойчивость автомобиля при прохождении "пика" поворота.

Режим работы системы управления при движении в повороте показан на рисунках 1.21, 1.22 и 1.23.

Когда автомобиль начинает выравниваться после прохождения кульминации поворота, блок управления DCCD увеличивает степень блокировки дифференциала, чтобы предотвратить повторный занос и сохранить динамику.

При выходе из поворота дифференциал почти полностью заблокирован, чтобы максимально увеличить сцепление с дорогой и позволить максимально быстро разогнать автомобиль.

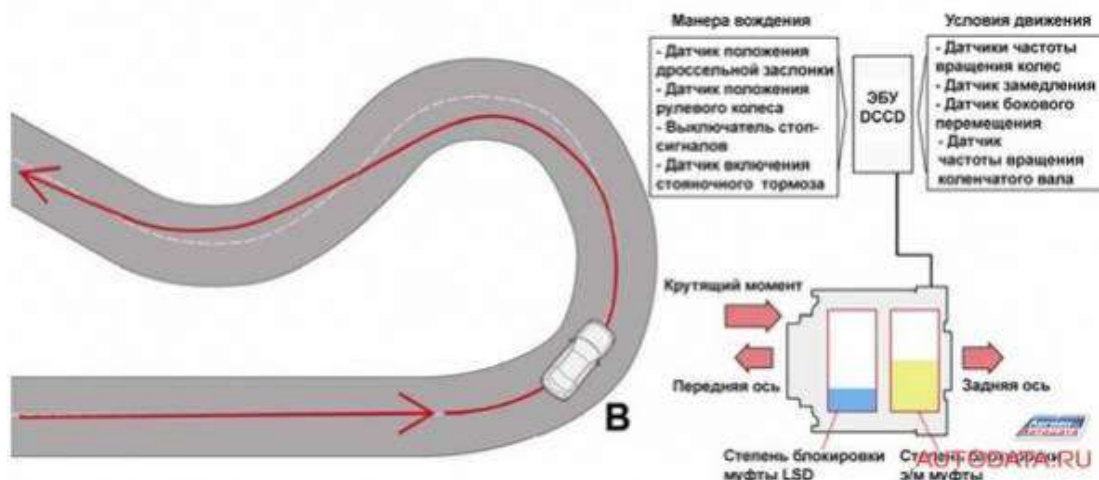


Рисунок 1.21 – Режим движения автомобиля: движение в повороте



Рисунок 1.22 – Режим движения автомобиля: движение в повороте – выход



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

Рисунок 1.23 – Режим движения автомобиля: движение после поворота

Данная схема работы DCCD делает движение автомобиля в повороте и заносе более предсказуемым, с более стабильным сцеплением и заметно снижает потери скорости и времени при прохождении поворота, в чем, в принципе, и состоит главная задача DCCD.

Обобщенная схема работы системы DCCD приведена на рисунке 1.24.

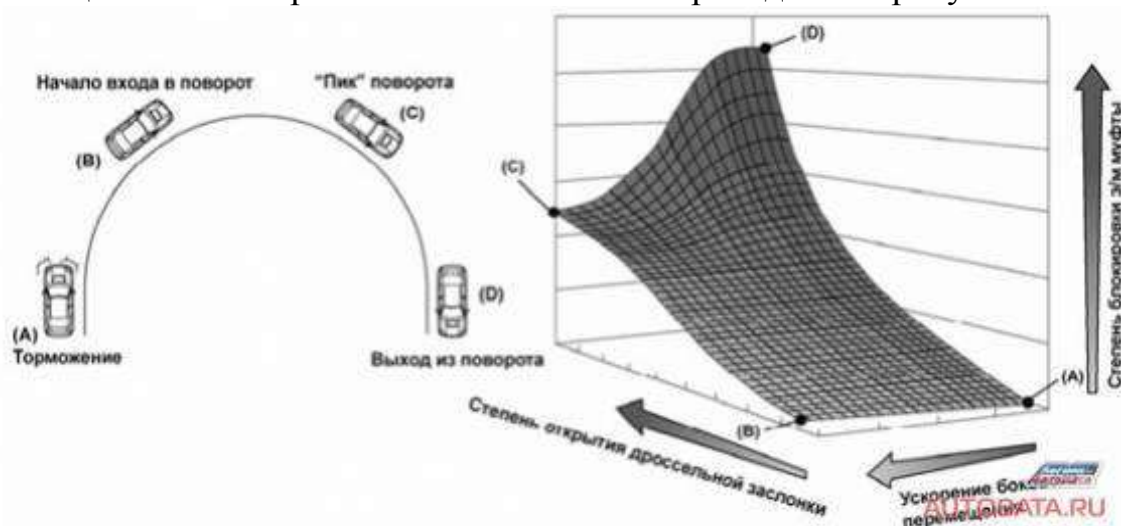


Рисунок 1.24 – Обобщенная схема управления в системе DCCD при движении в повороте

Алгоритм работы DCCD в ручном режиме имеет шесть фиксированных ступеней блокировки межосевого дифференциала, переключение между которыми возможно в любое время при помощи управляющего переключателя DCCD, при этом водитель должен самостоятельно контролировать все изменения условий движения и своевременно устанавливать необходимую степень блокировки дифференциала.

Ручной режим работы системы DCCD приведен на рисунке 1.25.

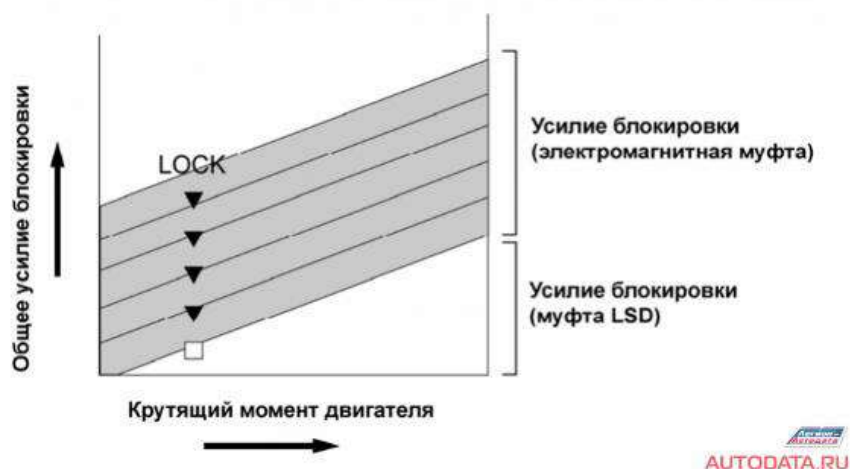


Рисунок 1.25 – Ручной режим работы системы DCCD

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

В крайнем верхнем положении управляющего переключателя DCCD э/м муфта заблокирована и момент распределяется в отношении 50:50. Для этого режима характерны высокая устойчивость и приемистость. Автомобиль более предсказуем, но режим эффективен только на прямых участках дороги. В крайнем нижнем положении управляющего переключателя DCCD э/м муфта разблокирована и межосевой дифференциал передает крутящий момент в отношении 35:65 (или 41:59 для моделей с 2007 г.). Автомобиль более маневренный. Эффективно использовать при входе в поворот, однако после прохождения "пика" поворота возможен повторный занос, что обусловлено разницей в сцеплении передних и задних колес.

В промежуточных положениях управляющего переключателя DCCD перераспределение крутящего момента двигателя происходит согласно приведенному рисунку 1.26.

Распределение крутящего момента двигателя в зависимости от положения управляющего переключателя DCCD в ручном режиме работы приведено на рисунке 1.26.

Положение переключателя	Индикатор на комбинации приборов		Степень блокировки э/м муфты	Распределение крутящего момента (передн. : задн.)	
	→MY2007	MY2007→		→MY2007	MY2007→
6 (верхнее)			100% (LOCK)	50:50	50:50
5			85%	47:53 – 50:50	48:52 – 50:50
4			65%	43:57 – 47:53	46:54 – 48:52
3			35%	39:61 – 43:57	43:57 – 46:54
2			15%	35:65 – 39:61	41:59 – 43:57
1 (нижнее)			0% (FREE)	35:65	41:59 – 43:57

Рисунок 1.26 – Распределение крутящего момента двигателя в зависимости от положения управляющего переключателя DCCD в ручном режиме работы

### 1.3.8 Подключение полного привода УАЗ

На автомобилях УАЗ полный привод (Part-time). Схема Part-time это трансмиссия с жестко подключаемым передним мостом, при отсутствии межосевого дифференциала (Рисунок 1.27).





вал привода заднего моста, 7 — задний мост, 8 — карданный вал привода переднего моста, 9 — передний мост

У автомобиля КАМАЗ 43105 постоянный дифференциальный привод на все три моста. Крутящий момент в раздаточной коробке распределяется несимметричным цилиндрическим дифференциалом в соотношении 33% на переднюю ось, 67% на заднюю тележку. В мостах установлен межколесный симметричный дифференциал малого трения.

В случае необходимости блокировка межосевого дифференциала происходит на остановленном автомобиле в ручном режиме. При переключении тумблера на панели приборов автомобиля, открывается электропневмоклапан. В камеру привода блокировки дифференциала, подается воздух под давлением, который воздействует на поршень. Вилка передвигает шлицевую муфту, дифференциал блокируется. Аналогично происходит процесс блокировки межколесных дифференциалов.

Преимущества данной конструкции является ее относительная простота и дешевизна. Однако, как и в системе подключения полного привода автомобиля УАЗ, слабым звеном в системе будет является неопытный водитель, а также необходимость полной остановки транспортного средства для блокировки дифференциала.

#### 1.3.10 Steyr Automatic Drive–Train Management (ADM)

Новая система трансмиссии Automatic Drive–Train Management (ADM) (Рисунок 1.29) является важным элементом для оптимизации распределения мощности во всей трансмиссии полноприводных автомобилей. Цели разработки системы были определены возрастающими требованиями к безопасности движения, удобству управления и экономичности. Система берет на себя централизованное управление всеми функциями включения и выключения межосевых и межколесных дифференциалов в трансмиссии.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40



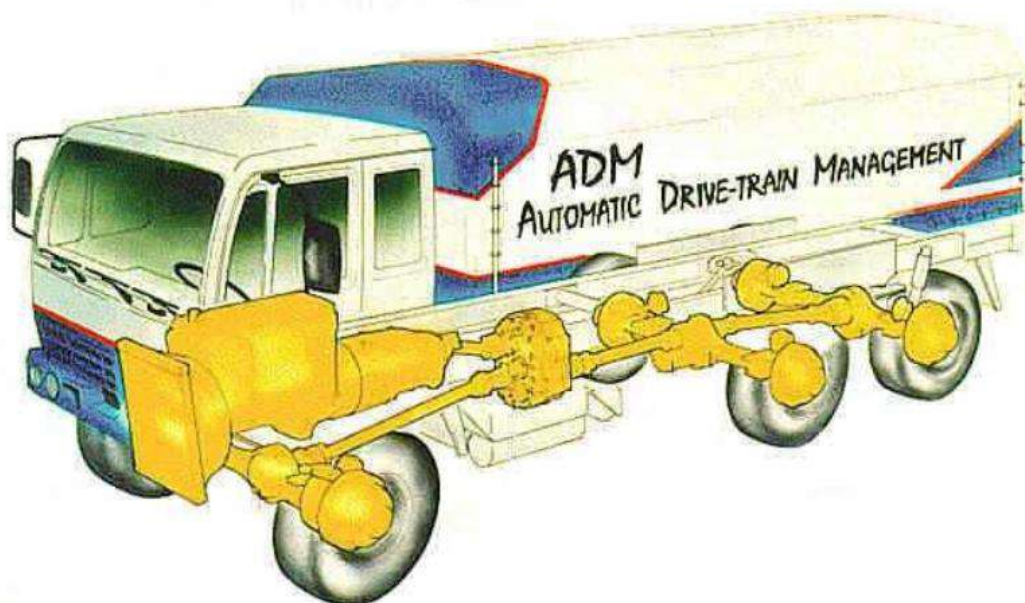


Рисунок 1.29 – Automatic Drive–Train Management

По сравнению с управляемыми вручную или автоматизированными системами регулирования тягового усилия ADM имеет преимущество автоматической передачи 100 процентов крутящего момента.

Область применения для системы ADM – от грузовых тягачей 4x2 до внедорожников 6x6.

Главная особенность системы ADM – синхронизация зацепления шестерен в 2–х скоростной раздаточной коробке во время движения автомобиля.

Самый простой модуль ADM – ASM (управление без пробуксовки). Применяется на транспортных средствах с одноосным блокирующимся дифференциалом (4x2, 6x2). Управление блокировкой дифференциала осуществляется комбинированно Антиблокировочной тормозной системой (ABS) и электронным блоком управления (ECU) ASM, что ведет к уменьшению стоимости и сложности.

Версия ASM ADM также включает контроль и управление двигателем. Система регулирования тягового усилия ADM–ASM может быть адаптирована к любому типу внедорожного транспортного средства.

Система ADM была разработана для тяжелых грузовиков массой свыше 15 000 фунтов.

В автомобилях с системой ADM реализована автоматизированное переключение передач в раздаточной коробке. При помощи синхронизатора и блока электронного управления водитель должен переключаться вверх и вниз. Переключение должно быть реализовано во время движения и осуществлено пневматической системой автомобиля.

Необходимый синхронизатор применяется в раздаточных коробках VG1200 и VG750 фирмы Штайер, показан на рисунке 1.30.

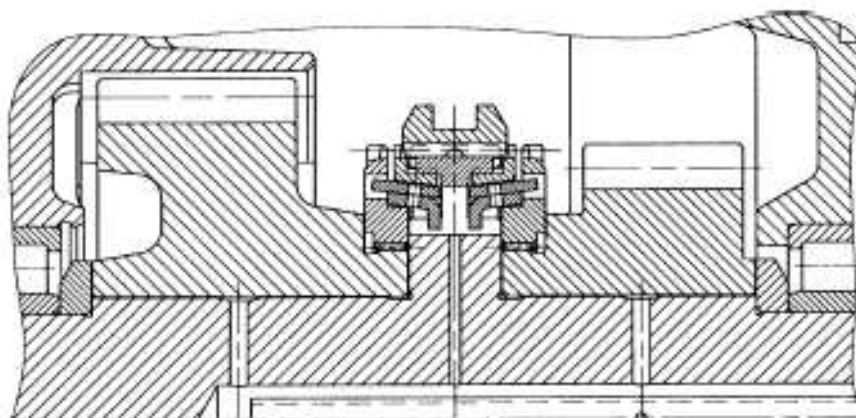


Рисунок 1.30 – Синхронизатор фирмы Штайер

Чтобы начать переключение водитель переводит рычаг переключения в нужную позицию и нажимает педаль сцепления. Электронный блок управления проверяет частоту вращения двигателя и давление воздуха в воздушной системе. Если эти параметры находятся в допустимых пределах, то переключение происходит, и акустический сигнал говорит водителю, что он может отпустить педаль сцепления.

Электронная система обеспечивает две степени защиты:

- Предотвращает перегрузку механической системы (таким образом, увеличивая ресурс);
- Препятствует тому, чтобы водитель испытал аварийные ситуации, такие как переключение во время работы двигателя на слишком высоких оборотах или ошибки пневматической системы. Это обеспечивается включением нейтрали в раздаточной коробке.

Время переключения для системы ADM совпадает с временем ручного переключения и составляет приблизительно 0.7 секунды.

Блокировка межколесных и межосевых дифференциалов трансмиссии реализовано с помощью шестерни с косым зубом. Система активируется и контролируется блоком электронного управления.

Зацепление зубчатой шестерни выполняется в течение нескольких секунд, а полная блокировка обеспечивается косым профилем.

Как только передаваемый крутящий момент становится равным нулю, пружина обеспечивает разблокировку.

Основная конструкция системы показана на рисунке 1.31.

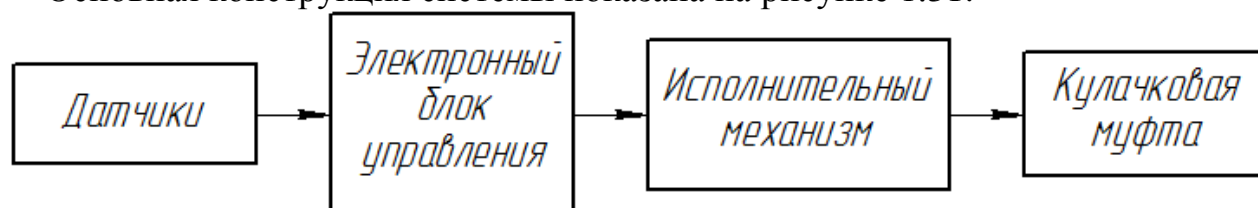


Рисунок 1.31 – Конструкция системы Automatic Drive-Train Management

Задача датчика состоит в том, чтобы обеспечить измерение частоты вращения колес и передать электрический сигнал в блок электронного управления. Значения частоты вращения колес сравниваются в блоке электронного управления и принимается решение на включение муфты. Эти данные используются также для вычисления скольжения при движении на повороте.

Другие измеряемые параметры – положение педали акселератора, наличие торможения и положение муфты. Датчики колес системы ABS были отобраны для системы ADM из-за их надежности.

Задачи блока электронного управления:

- Получение сигналов от датчиков.
- Определение системы, которая должна быть включена.
- Определение аварийных условий функционирования механической системы.
- Управление механизмами переключения.
- Взаимодействие с другими блоками электронного управления автомобиля.
- Определение и визуализация неисправностей.

В блоке электронного управления сигналы фильтруются, вычисляется дельта частот вращения, и принимается решение на включение систем тяги – межосевых и межколесных дифференциалов.

В зависимости от требований каждая система индивидуально включается в соответствие с заданной логикой переключения.

Скольжение колес является входным сигналом для начала включения межосевых и межколесных дифференциалов. Скольжение вычисляется по результатам сравнения частот вращения колес.

Включение отдельных функций ADM может быть ограничено скоростью движения. Опыт показывает, что полный привод может функционировать во всех диапазонах скорости, потому что это в большинстве случаев приводит к эффекту стабилизации транспортного средства.

Этот предел может быть поднят до максимальной скорости транспортного средства, пока иные причины, определенные для транспортного средства или для операции, не потребуют обратного решения.

Блокировка заднего дифференциала имеет смысл только до скорости приблизительно 25 миль в час (40 км/ч), т.к. она увеличивает тягу и не имеет функции стабилизации. При торможении двигателем, при движении под гору и на очень скользкой дороге необходимо управление всеми колесами, особенно на поворотах. Поэтому дифференциал задней оси не блокируется в этой ситуации.

Использование блокировки дифференциала передней оси приводит к ухудшению управляемости.

Поэтому блокировка дифференциала передней оси применяется только для чрезвычайных условий движения по пересеченной местности, когда сила тяги должны быть реализована в полном объеме.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

Чтобы исключить аварийные ситуации с ADM, дифференциал на передней оси блокируется только до скорости приблизительно 10 миль в час (15 км/ч) и никогда не блокируется при движении под гору и при торможении.

Ограничения по частоте вращения в функционировании зубчатой муфты служат для защиты от механического разрушения. Пределы, однако, настолько высоки, что на функционирование системы они практически не влияют.

При торможении различие в функционировании существует между транспортными средствами с ABS и транспортными средствами без ABS.

Необходимо принимать во внимание, что в транспортных средствах с ABS все включения запрещены в диапазоне контроля за ABS, а блокировка межосевого дифференциала разрешена в самом низком диапазоне скоростей, где ABS не функционирует. Включение межосевого дифференциала возможно во всех диапазонах скоростей в транспортных средствах без ABS, когда вычисление скольжения указывает на условия включения.

Межколесным дифференциалам никогда не позволяют быть заблокированными во время торможения.

Связывая переключение с исключением ошибки при блокировке дифференциала при управлении автомобилем, Steyr ADM система автоматически управляет включением дифференциалов, расположенных в трансмиссии.

Существующая последовательность для авто 4x4 следующая:

- Включение межосевого дифференциала в раздаточной коробке.
- Включение дифференциала задней оси.
- Включение дифференциала передней оси.

В данном случае обеспечивается блокировка только тогда, когда это необходимо, предотвращая, таким образом, повреждение элементов трансмиссии транспортных средств.

Команда на включение межосевого дифференциала при заблокированной передней оси нелогична, потому что скольжения не может произойти на передней оси, пока функция межосевого дифференциала включена. ADM предназначена для подключения привода передних колес тогда, когда дифференциал на передней оси заблокирован.

Задачи исполнительного механизма (рисунок Рисунок 1.32):

- Быстрая реакция на сигналы
- Достаточная операционная сила
- Малые перемещаемые массы
- Высокоэффективная сила разблокирования
- Возможность высокой частоты переключения

ADM был первоначально разработан для использования на тяжелых грузовиках, используя стандартную пневматическую систему. Сегодня он может применяться на любых транспортных средствах, оборудованных механизмами блокировки дифференциалов и датчиками колес.

Пневматическая система блокирующихся дифференциалов была доработана с целью измерения пределов переключения и время включения. Результаты

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		44

испытаний, проведенные в песчаных условия, обеспечили определение частоты переключения, которая необходима для этой окружающей среды. Рис. 8 показывает результаты эксперимента, проводимого в течение одиннадцати часов на расстоянии 125 миль (200 км). Три отдельных кулачковых муфты были использованы во время испытаний.

Установлено, что число включений межосевого дифференциала в 10 раз превышает число включений заднего межколесного дифференциала. Также в 10 раз отличается число включений заднего и переднего межколесных дифференциалов. Эти результаты показывают, что в большей степени необходимая сила тяги может быть обеспечена межосевым дифференциалом, а включение переднего межколесного дифференциала редко требуется.

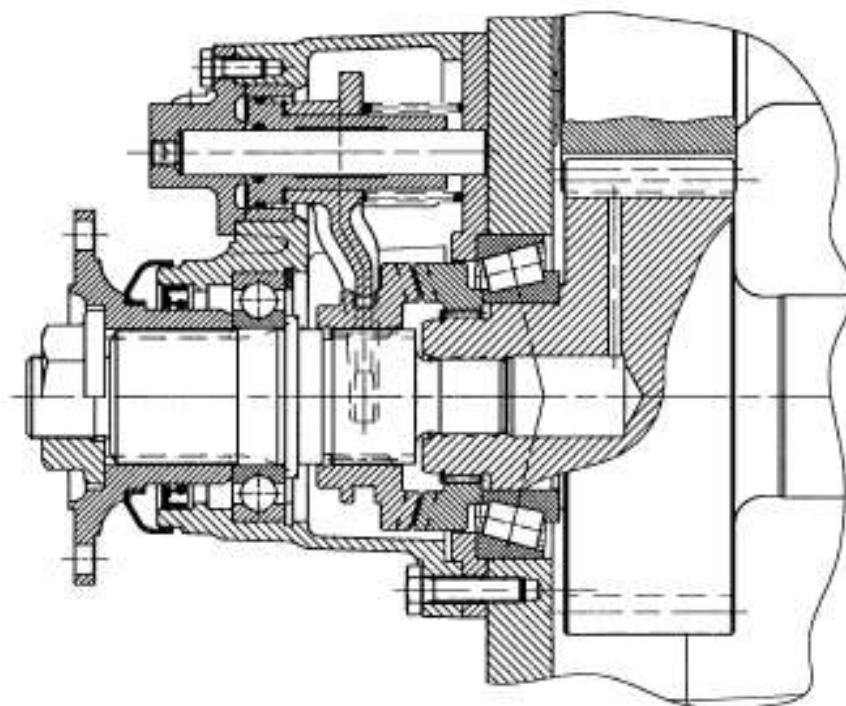


Рисунок 1.32 – Исполнительный механизм системы Automatic Drive–Train Management

Этот результат подтверждает логику переключения, в соответствии с которой межосевым дифференциалом должен быть включен до включения межколесного дифференциала.

Функции кулачковой муфты:

- Передача максимального крутящего момента трансмиссии.
- Переключение при различных частотах вращения между половинами муфты.
- Быть включенной под нагрузкой.
- Свободное выключение, когда нет крутящего момента.



Ключевая особенность для ADM – определить конструкцию кулачковой муфты, которая может включаться под нагрузкой при различных частотах вращения. Steyr определил, что конструкция определяется формой зуба муфты.

Другие необходимые требования для зубов – остаться в зацеплении под нагрузкой и выходить из зацепления, как только крутящий момент становится равным нулю.

Хотя критерий нагрузки в большой степени зависит от условий работы транспортного средства, блок электронного управления работает на обеспечение безопасности против неправильного функционирования системы, если условия выйдут за установленные пределы. В целом система подтверждает свою работаспособность.

### 1.3.11 Automatic Traction Control (ATC)

Система ATC разработана компанией Volvo и устанавливается на карьерные самосвалы FMX (рисунок 1.33).



Рисунок 1.33 – Карьерный самосвал Volvo FMX

Принцип работы системы заключается в том, что датчики АБС в колесах задней тележки определяют значения буксования колес ведущих осей, сообщают показания ЭБУ. В случае, если электронный блок управления определяет превышение значение буксования выше допустимой, кулачковая муфта в раздаточной коробке (рисунок 1.34) подключает передний мост. Он остается подключенным до тех пор, пока водитель не отпустит педаль акселератора и не восстановится сцепление колес с дорогой.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46



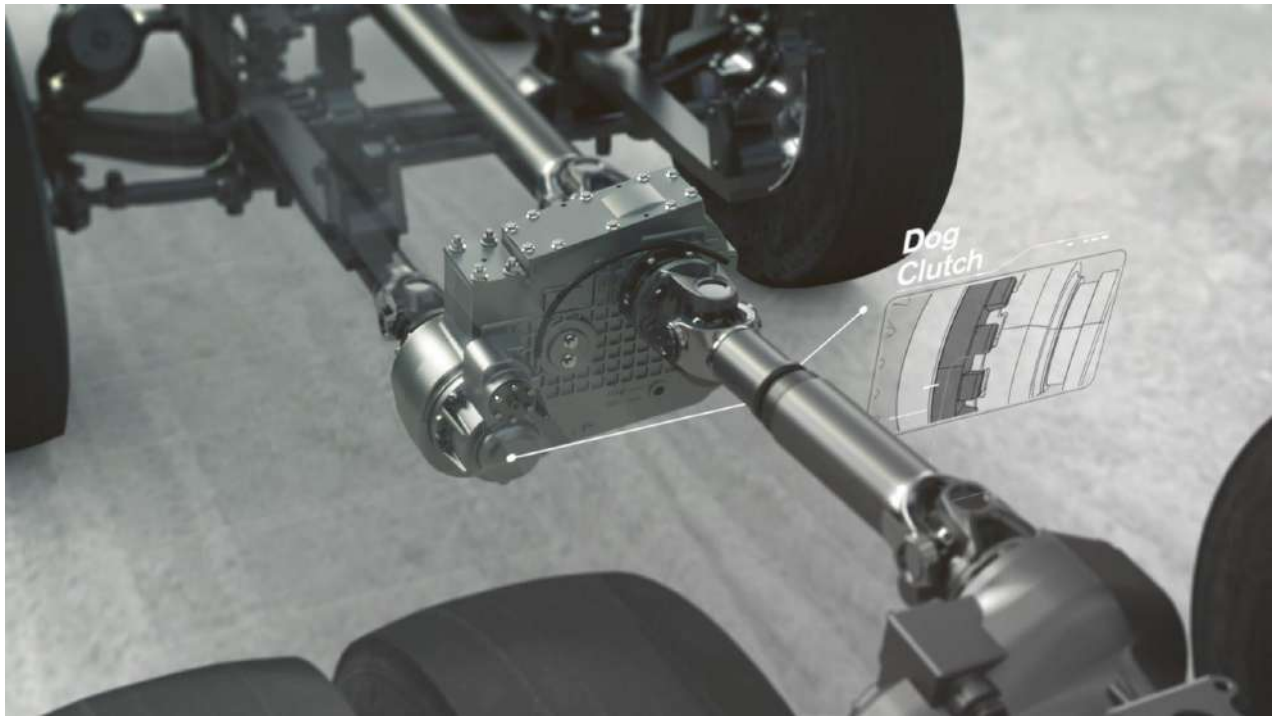


Рисунок 1.34 – Раздаточная коробка Volvo FMX

Испытания проведенным специалистами Volvo (с подбором условий, аналогичных тем, которые встречаются на дорогах) показали, что передний привод можно не включать примерно в 95% случаев. Тем самым можно уменьшить расход топлива на 2%.

#### Выводы по разделу

В аналитической части выпускного квалификационной работы был проведен анализ основных систем управления распределения мощностью по колесам автомобиля.

КАМАЗ–65222 перспективный автомобиль, который эксплуатируется в самых различных дорожных условиях от твердого асфальта до бездорожья. Поэтому, для получения максимальной эффективности иногда необходимо осуществлять блокирование дифференциала, а иногда отключать часть ведущих мостов.

В настоящее время, наибольшее распространение автоматические средства управления распределения мощности в трансмиссии получили на легковых автомобилях. На грузовых автомобилях, несмотря на эффективность систем автоматического подключения полного привода и блокировки дифференциалов, преобладающее число машин обладают классической трансмиссией.

Системы блокировки дифференциалов в данных трансмиссиях состоят из: исполнительных механизмов – зубчатых муфт, командных органов – электропневматических клапанов и приводов управления. Отключение полного привода, предусмотрено в редких случаях, и практически всегда только в раздаточной коробке. Управление системами происходит вручную, что создает

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

сложность в определении момента времени, когда объективно целесообразно вносить изменения в распределение мощности между колесами транспортного средства.

В настоящее время, единственный грузовой автомобиль с системой автоматического распределения мощности, является Volvo FMX. Эксплуатация автомобиля в реальных условиях, показала эффективность применения данной системы.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

## 2 ОПИСАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБРАННОЙ КОНСТРУКЦИИ

С целью определения целесообразности применения системы автоматического распределения мощности проведем сравнительный анализ методом имитационного моделирования движения транспортного средства в пакете физически–ориентированного математического моделирования LMS AMESim.

### 2.1 Технико–экономическое обоснование предложенной конструкции

#### 2.1.1 Оценка эффективности отключения привода одной из ведущих осей

Для самосвалов повышенной проходимости свойственна эксплуатация при различных дорожных условиях, будь то асфальт, грунтовая дорога или песок.

Механические потери мощности в автомобиле происходят на всех этапах ее передачи. Однако, мощность затрачиваемую на преодоление сопротивления движению можно снизить, путем выбора оптимальной схемы привода ведущих колес. Тем самым, повысить эффективность транспортного средства.

Величина мощности затрачиваемой на сопротивление качению может значительно возрастать в различных дорожных условиях. При этом, затраты на качение ведущего колеса отличны от затрат на качение ведомого колеса. Связано это с тем, что к гистерезисным потерям (которые в равной мере присутствуют у ведомого колеса) добавляются затраты на внешнее скольжение. Оно в свою очередь зависит от крутящего момента, подведенного к колесу. С целью уменьшения крутящего момента на колесе, при сохранении тягового усилия автомобиля, требуется увеличить число ведущих колес. Также, кроме потерь на проскальзывание ведущих колес относительно опорной поверхности, следует учитывать мощность, необходимую для вращения агрегатов дополнительного ведущего моста и привода к нему. При этом потери в трансмиссии увеличиваются с увеличением числа ведущих колес, а потери на проскальзывание ведущих колес относительно опорной поверхности уменьшаются с увеличением числа ведущих колес.

Получение достоверных данных о потерях энергии при движении автомобиля, возможно путем проведения экспериментов. Вместе с тем, проведение экспериментов требуют значительных финансовых расходов. В связи с чем, в настоящее время, исследователи применяют метод имитационного моделирования. Математические модели позволяют получить необходимые характеристики транспортного средства без каких–либо экспериментов на этапе проектирования, чем активно пользуются автопроизводители на протяжении многих лет.

Объектом исследования является автомобиль–самосвал повышенной проходимости «КАМАЗ–65222» расчетные схемы привода (Рисунок 2.1) .

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		49

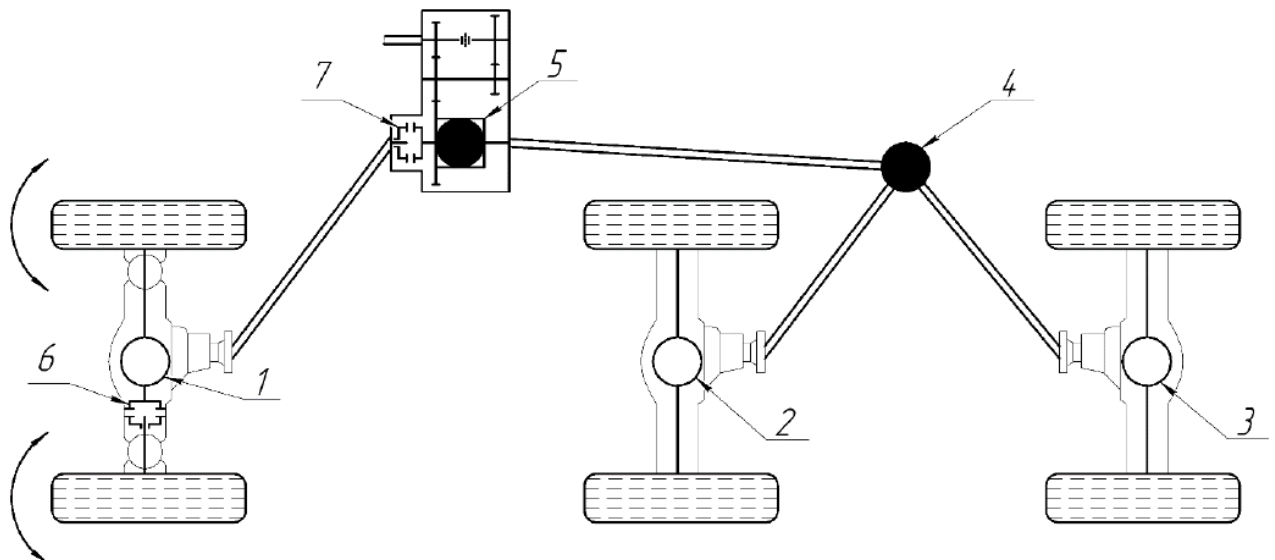


Рисунок 2.1 – Расчетные схемы привода

1,2,3 – симметричные дифференциалы; 4 – симметричный блокируемый дифференциал; 5 – несимметричный блокируемый дифференциал; 6,7 – муфты включения переднего моста

#### 2.1.1.1 Описание математической модели

Для получения достоверных результатов динамических процессов транспортного средства математическая модель должна включать описание всех основных систем автомобиля с реальными параметрами предмета исследования. Расчетная схема автомобиля с силами, действующими в режиме прямолинейного движения, показана на рисунке 2.2.

Для моделирования динамики автомобиля мы используем САПР (пакет физически-ориентированного математического моделирования) LMS AMESim. Созданная математическая модель позволяет реализовывать процессы движения автомобиля для всех требуемых режимов движения с учетом динамики основных узлов автомобиля и его подсистем.

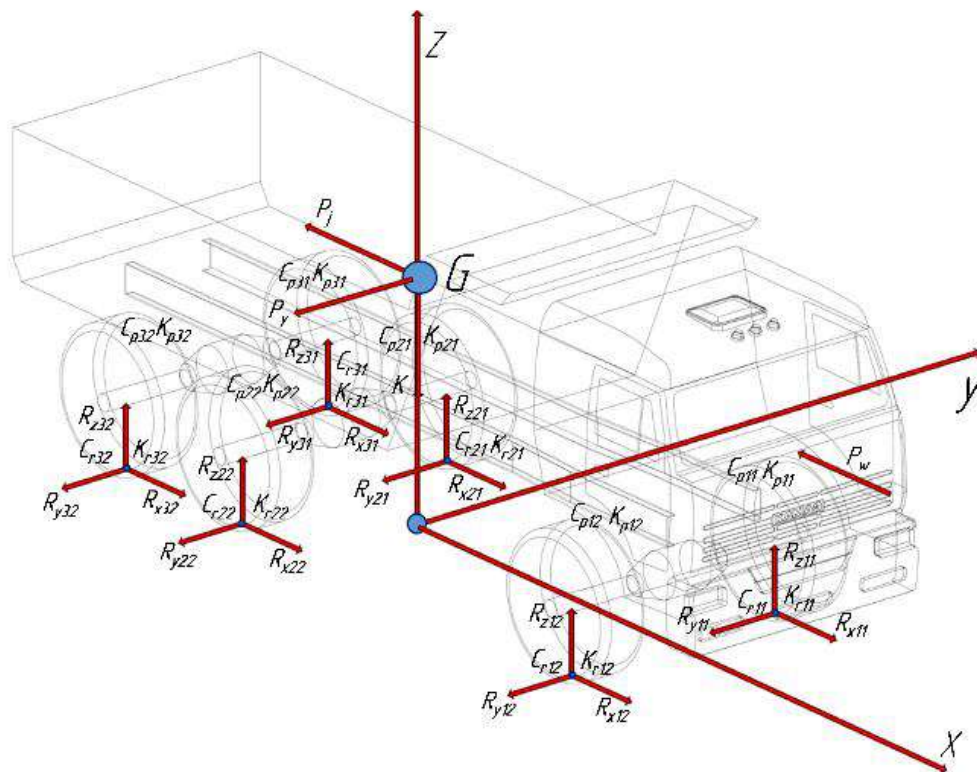


Рисунок 2.2 – Расчетные схемы привода

$G$  – Центр тяжести автомобиля (ЦТ);  $XYZ$  – оси глобальной системы координат;  $P_j, P_y$  – оси локальной системы координат с началом в ЦТ машины;  $R_{xij}$  – продольная сила колеса;  $R_{yij}$  – поперечная сила колеса;  $R_{zij}$  – нормальная сила колеса;  $c_{rij}$  – коэффициент демпфирования колеса;  $k_{rj}$  – коэффициент жесткости колеса;  $c_{pij}$  – коэффициент демпфирования подвески;  $k_{pi}$  – коэффициент жесткости подвески;  $P_w$  – аэродинамическая сила сопротивления

Общий вид модели показан на рисунке 2.3. Эта модель включает в себя все наиболее важные подсистемы: двигатель, трансмиссию, подвеску и кузов автомобиля. Она описывает все необходимые физические характеристики транспортного средства и окружающей среды: массы и силы инерции, взаимодействия колеса с дорожным покрытием, аэродинамическое сопротивление и т. д.

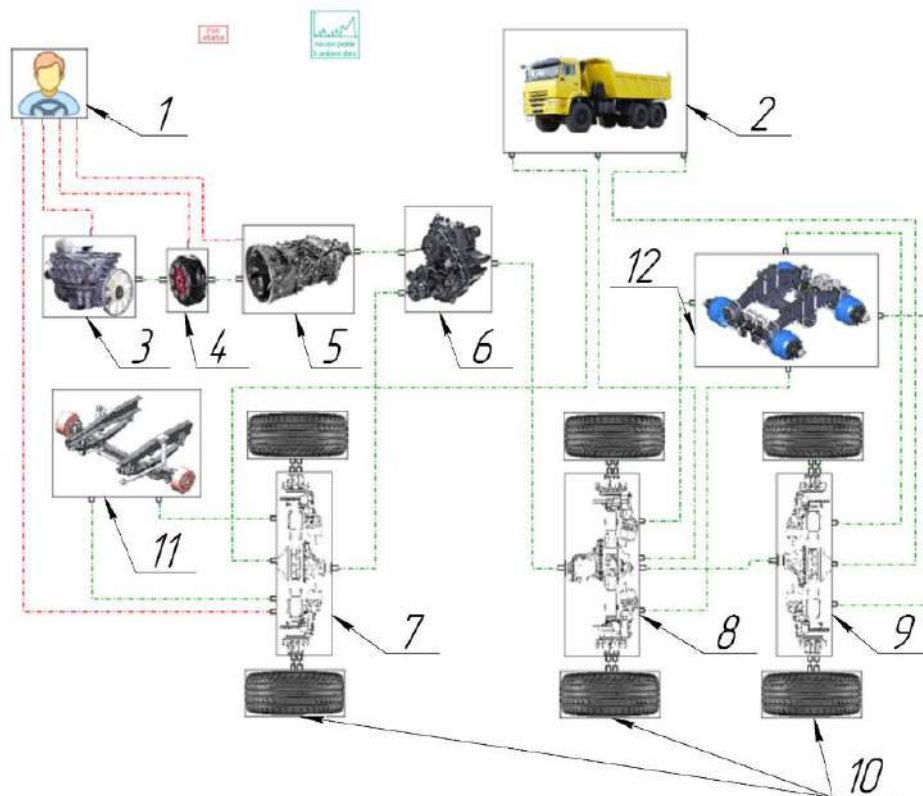


Рисунок 2.3 – Математическая модель, выполненная в LMS Imagine.Lab Amesim

1 – модель водителя; 2 – модель шасси автомобиля; 3 – модель двигателя; 4 – модель сцепления; 5 – модель коробки передач; 6 – модель раздаточной коробки; 7 – модель переднего моста; 8 – модель среднего моста; 9 – модель заднего моста; 10 – модель колеса и его взаимодействия с опорной поверхностью; 11 – модель подвески переднего моста; 12 – модель балансирной подвески задней тележки

Агрегаты трансмиссии, условий движения оказывают влияние на кузов грузового автомобиля. Запишем уравнения для движения кузова автомобиля:

$$\begin{cases} \dot{\omega} = T_1 - \frac{G_s h_{COG} \lambda (\dot{V}_x - \dot{V}_y \omega)}{J_z} \\ \dot{V}_x = V_y \omega + T_2 \\ \dot{V}_y = V_x \omega + T_3 \end{cases} \quad (1)$$

$$T_1 = \frac{\left[ \sum_{i=1}^2 R_{y12}^i a + \sum_{i=1}^2 R_{y2}^i b_2 + \sum_{i=1}^2 R_{y3}^i b_3 + 0,5 (R_{x1}^{right} + R_{x1}^{left}) B_1 \right]}{J_z}$$

$$T_2 = \frac{\sum_{j=2}^3 \sum_{i=1}^2 R_{xj}^i}{G}$$

$$T_3 = \frac{\sum_{j=2}^3 \sum_{i=1}^2 R_{yj}^i}{G}$$

где

$\dot{\omega}$  – скорость поворота транспортного средства;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

52



$G_s$  – общая подрессоренная масса;  
 $G$  – масса транспортного средства;  
 $h_{COG}$  – высота до центра тяжести;  
 $\lambda$  – угол крена;  
 $V_x$  – скорость в продольном направлении;  
 $V_y$  – скорость в поперечном направлении;  
 $J_z$  – момент инерции кузова;  
 $R_x$  – продольная реакция колеса;  
 $R_y$  – поперечная реакция колеса;  
 $a$  – расстояние между передней осью и центром тяжести;  
 $b_2$  – расстояние между центром тяжести и средним мостом;  
 $b_3$  – расстояние между центром тяжести и задним мостом;  
 $B_2$  – ширина передней колеи;  
 $B_3$  – ширина задней колеи.

«Модель водителя» включает в себя набор логических элементов. Она решает следующие задачи: регулирование положения дроссельной заслонки, педали сцепления, педали тормоза, выбор номера передачи КПП и угла поворота рулевого колеса.

Силовой агрегат и трансмиссия представляют из себя: двигатель, характеристика которого зависит от положения дроссельной заслонки, с возможностью оценки топливной экономичности; модель сцепления, включение/выключение регулируется педалью сцепления; модель 16–ти ступенчатой, синхронизированной КПП и раздаточной коробки, с несимметричным блокируемым дифференциалом и возможностью отключения переднего моста, а также ведущие мосты с симметричными межколесными дифференциалами и симметричный блокируемый межосевой дифференциал среднего и заднего моста.

Модель подвески переднего моста и модель балансирной подвески задней тележки учитывает динамику рабочего процесса неразрезного моста, гасят колебания несущей системы и передаёт на нее силы и моменты, возникающие при взаимодействии колёс с дорогой. Встроенная модель шин Brixius/Dugoff обеспечивает взаимодействие колеса с деформируемой опорной поверхностью, а зависимость коэффициент сцепления от буксования представляет собой гиперболическую функцию.

Разработанная модель позволила нам оценить эффективность распределения мощности грузового автомобиля со схемой привода 6x6 и 6x4 по отношению мощностей сопротивления движению:

$$K_{эф} = \frac{N_{6x4}}{N_{6x6}} \quad (5)$$

где

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$N_{6x4}$  – общая мощность сопротивления движению автомобиля со схемой 6x4;

$N_{6x6}$  – общая мощность сопротивления движению автомобиля со схемой 6x6

Основными условиями работы карьерных самосвалов, являются спуски и подъемы по дорогам разного уровня уклона и разными опорно–сцепными свойствами, а также развороты и повороты на значимые углы. Полное описание сценариев моделирования в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Сценарии моделирования.

Подъём по склону дороги (заезд на склон осуществляется на заранее набранной скорости)	
Масса перевозимого груза, Т	19,5; 9,725; 0
Колесная формула	6x6; 6x4
Угол преодолеваемого подъема, %	до 40
Дорожные условия	Асфальтобетонная дорога; Грунтовая дорога: сухая укатанная, после дождя; Сухой песок
Положение дроссельной заслонки	Полная подача

#### 2.1.1.2 Результат моделирования

В результате моделирования движения по участкам дороги с различным типом покрытия и уклона, были получены зависимости коэффициента эффективности распределения мощности от буксования колес и массы перевозимого груза (Рисунок 2.4).

В ходе анализа полученных результатов было определено пороговое значение буксования колес задней тележки автомобиля, движущегося с «отключённым» передним мостом, при котором целесообразен переход на полноприводную схему распределения мощности.

Исходя из вышеизложенного, предлагается повысить энергоэффективности и топливную экономичность грузовых автомобилей путем применения автоматической системы подключения полного привода.

Алгоритм, предлагаемой системы, представлен на рисунке 2.7. При движении автомобиль непрерывно контролируются скорость движения и угловые

скорости ведущих колес. Блок управления определяет буксование ведущих колес по выражению:

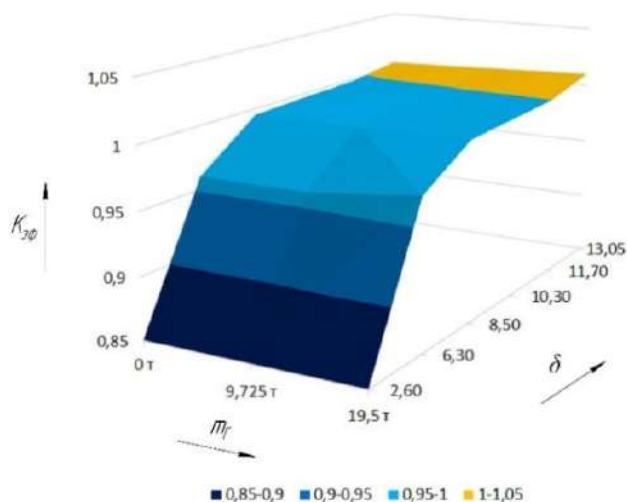
$$\delta = \frac{\omega r_d - v}{v} \quad (6)$$

где

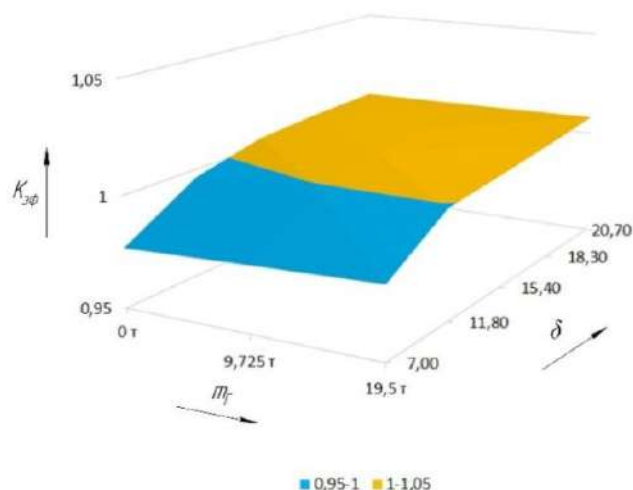
$\omega$  – угловая скорость колеса

$r_d$  – динамический радиус колеса (задается по умолчанию);

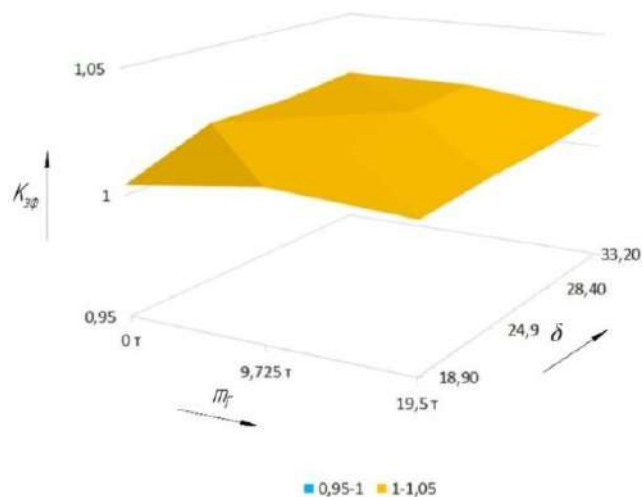
$v$  – продольная скорость автомобиля.



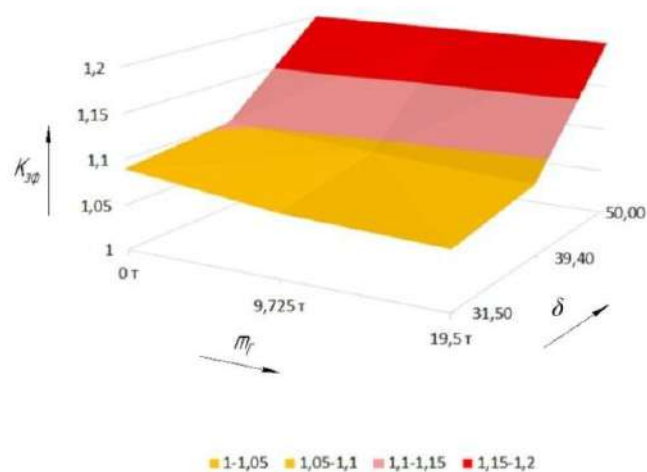
*Асфальтобетонная дорога*



*Грунтовая дорога: сухая укатанная*



*Грунтовая дорога: после дождя*



*Сухой песок*

Рисунок 2.4 – Зависимость коэффициента эффективности распределения мощности от массы перевозимого грунта и буксования колес

При достижении пороговое значение буксования, блок управления подает сигнал на подключение полного привода. Отключение переднего моста произойдет при начале снижения угла открытия дроссельной заслонки ( $\beta$ ).

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

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

55

Оценка эффективности, предложенной схемы, была определена путем проведения имитационного моделирования движения автомобиля по типовому маршруту движения большегрузного строительного автомобиля–самосвала (таблица 2.2).

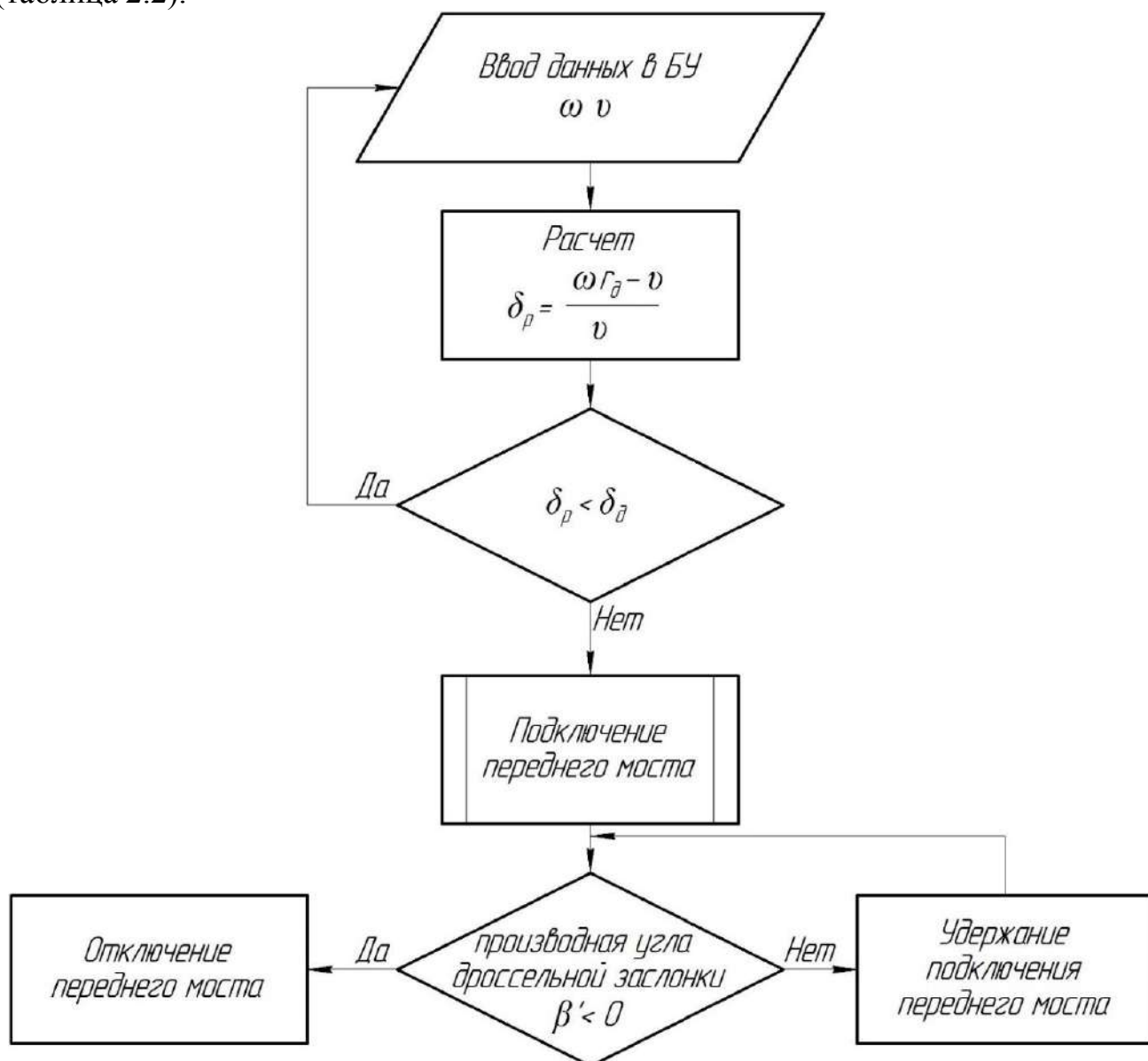


Рисунок 2.5 – Алгоритм автоматической системы подключения полного привода

Таблица 2.2 – Сценарии моделирования.

№	Участок	Дорожные условия	Длина, км	Продольный уклон, %
1	Забой	Сухой песок	0,5	0
2	Подъем	Сухая укатанная грунтовая дорога	0,5	17,5
3	Подъем	Сухая укатанная грунтовая дорога	0,4	0
4	Подъем	Сухая укатанная грунтовая дорога	0,3	8,8
5	Подъем	Сухая укатанная грунтовая дорога	0,3	13
6	Подъем	Сухая укатанная грунтовая дорога	0,1	25

7	Поверхность	Асфальтобетонная дорога	5	0
---	-------------	-------------------------	---	---

Типовой маршрут большегрузного строительного автомобиля–самосвала заключался в вывозе грунта массой 20т из карьера до отвала. Протяженность маршрута составляла 7,1 км, из них 30% бездорожье в карьере и подъездные дороги к нему. Скорость в карьере была ограничена 40 км/ч, по асфальтобетонной дороге 60 км/ч.

По результатам моделирования были полученные значения времени движения по маршруты, и количество топлива, израсходованного при движении (рисунок 2.6).

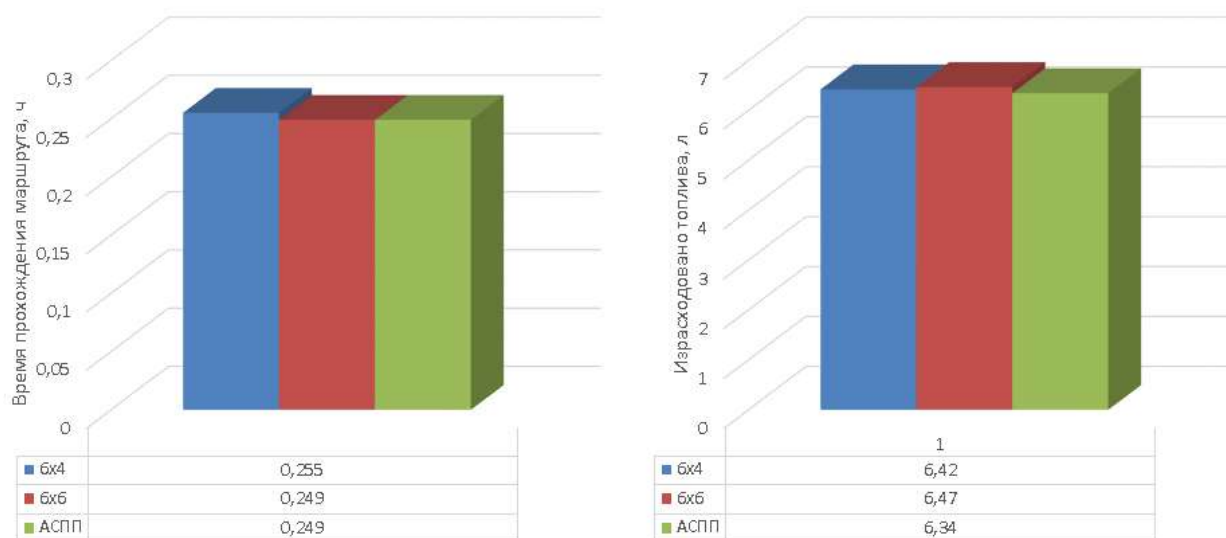


Рисунок 2.6 – Результаты моделирования движения автомобиля по типовому маршруту

Применение автоматической системы подключения полного привода на автомобиле–самосвале КАМАЗ–65222 повысило эффективность автомобиля на 3,5%.

### 2.1.2 Оценка эффективности отключения главной передачи

Целесообразность отключения главной передачи при отключение переднего моста определим использованием САПР (пакет физически–ориентированного математического моделирования) LMS AMESim.

#### 2.1.2.1 Описание математической модели

Рассмотрим математическую модель узлов переднего моста, карданной передачи и привода переднего моста раздаточной коробки при включенной главной передачей (Рисунок 2.7). Бортовые редуктора не учитываются, так как потери в данном узле присутствуют и при выключенной главной передаче.

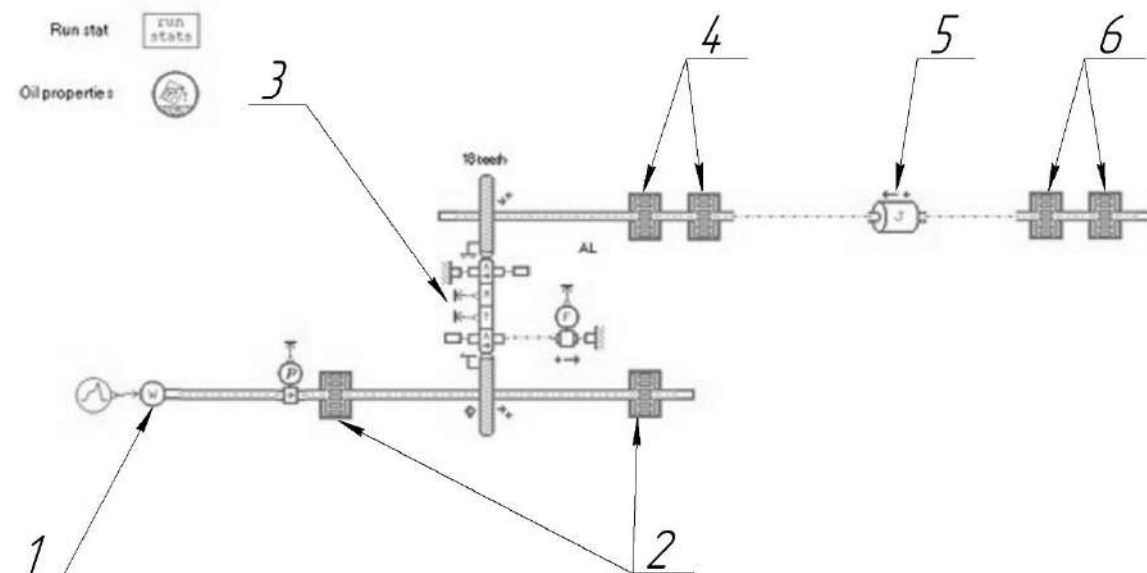


Рисунок 2.7 – Математическая модель узлов переднего моста, карданной передачи и привода переднего моста раздаточной коробки

1 – мощность подводимая от колес; 2 – модель конических подшипников главной передачи; 3 – модель зацепления в главной передаче; 4 – модель конических подшипников ведущей шестерни главной передачи; 5 – модель карданного вала; 6 – модель подшипников привода переднего моста раздаточной коробки

Математическая модель содержит источник мощности, подводимой от колесных редукторов, модели конических подшипников главной передачи учитывающие потери мощности, модель зацепления в главной передаче, которая учитывает потери в зацепление и гидравлические потери в главной передаче, модели конических подшипников ведущей шестерни главной передачи, модель карданного вала, модели подшипников привода переднего моста раздаточной коробки.

Математическая модель оценки потерь при выключенной главной передаче представлена на рисунке 2.8. Модель содержит источник мощности, подводимой от колесных редукторов, модель дифференциала, учитывающая потери в зацепление, потери на трение и гидравлические потери, а также модель подшипников в механизме отключения главной передачи.



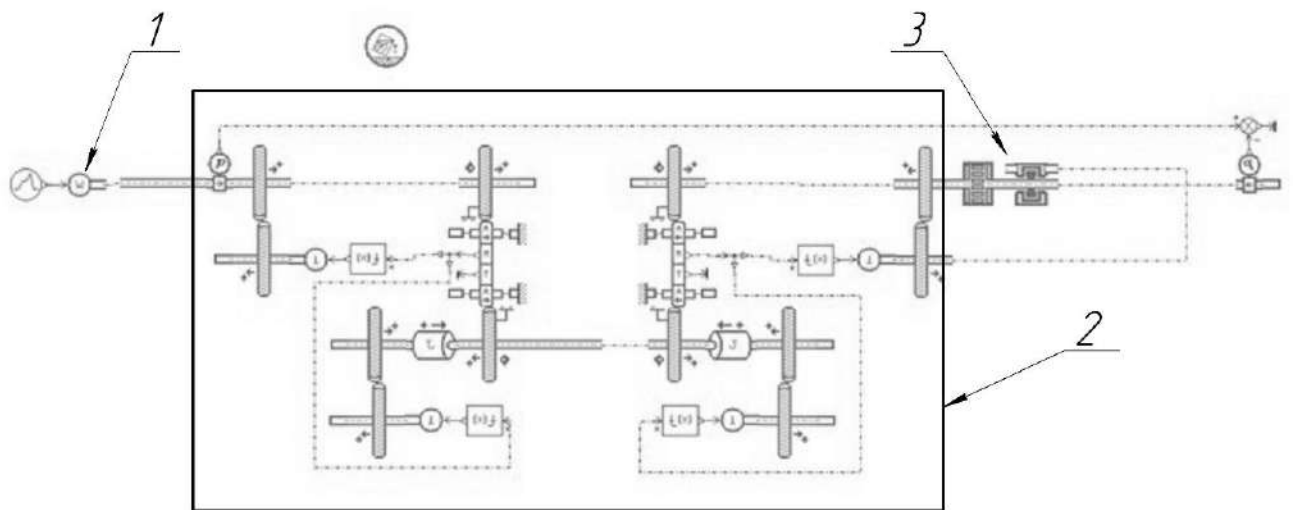


Рисунок 2.8 – Математическая модель узлов переднего моста при отключенной главной передаче

1 – мощность, подводимая от колес; 2 – модель дифференциала; 3 – модель подшипников в механизме отключения главной передачи

### 2.1.2.2 Результаты моделирования

Результаты моделирования представлены на рисунке 2.9.

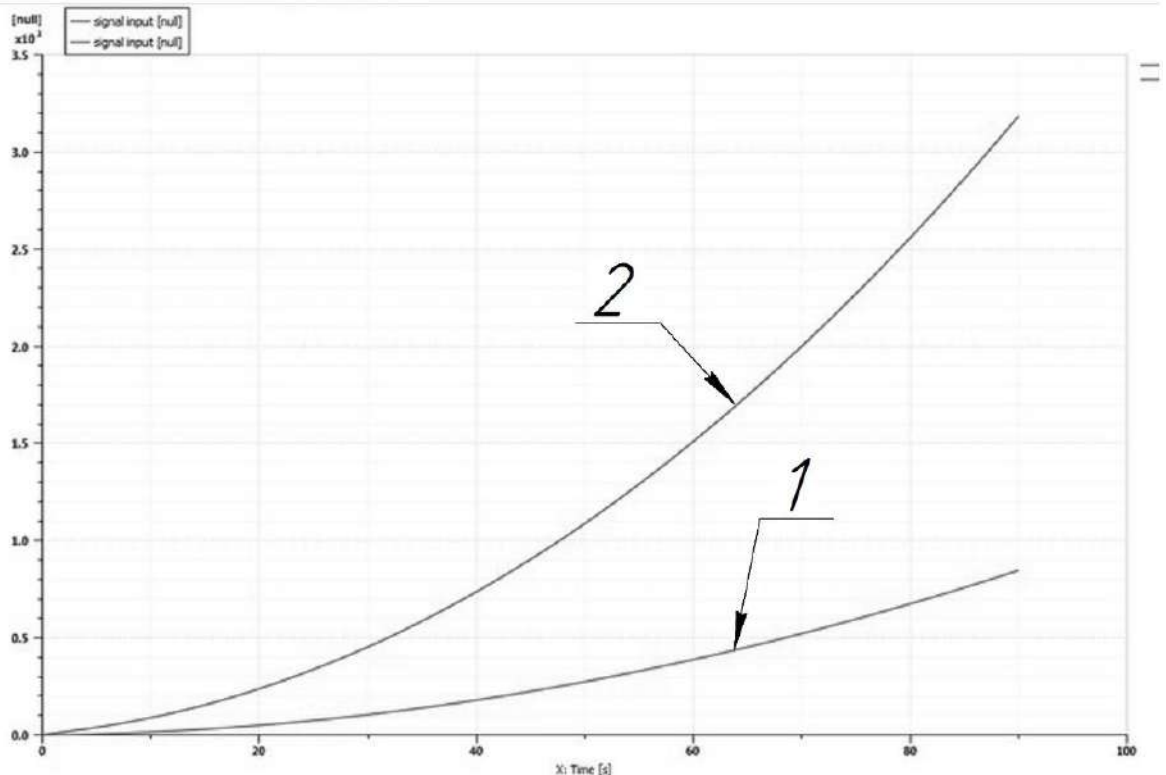


Рисунок 2.9 – Результаты моделирования потерь при отключении переднего моста

1 – при отключении главной передачи; 2 – при включенной главной передаче

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

В результате моделирования при скорости 90 км/ч потери мощности при отключение главной передачи составляет 817 Вт, при включенной главной передачи потери составляют 3247 Вт. Снижение потерь мощности при отключение главной передачи составляют 2430 Вт, что составляет около 2,5% мощности необходимой для движения автомобиля по асфальту с постоянной скоростью 70 км/ч. Из чего можно сделать вывод об необходимости отключения главной передачи при выключение переднего моста.

## 2.2 Техническая характеристика и описание

Предлагаемая мною конструкция, исходя из результатов математического моделирования, рассмотрена ниже. Это механизм включения переднего моста и блокировки межосевого дифференциала в раздаточной коробке и механизм включения главной передачи и блокировки межколесного дифференциала в переднем мосту.

### 2.2.1 Раздаточная коробка

Механизм включения переднего моста и блокировки межосевого дифференциала (Рисунок 2.10) устанавливается в передней части раздаточной коробки. Он предназначен для включения переднего моста и принудительной блокировки дифференциала при движении по скользким и размокшим грунтовым дорогам. Механизм блокировки состоит из картера привода переднего моста 10 с корпусом механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала 11, вала привода переднего моста 3, муфт блокировки дифференциала и подключения переднего моста 4 и 5, солнечного вал дифференциала 6, фланец раздаточной коробки 7, вилок 8 и 9, крышки механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала 13, штока 13, возвратных пружин 15,16,17 и привода управления.

Картер привода переднего моста крепится к крышке картера раздаточной коробки, при этом шлицевой конец солнечного вала дифференциала входит в зацепление с шестерней привода переднего моста дифференциала.

Смазка деталей редуктора осуществляется маслом, разбрызгиванием зубчатым венцом вала привода переднего моста и муфта включения переднего моста. В картере редуктора отлит масляный карман, в который отбрасывается масло, разбрызгиваемое валом привода переднего моста и муфтой включения переднего моста, и оседает масло, стекаемое со стенок картера редуктора.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

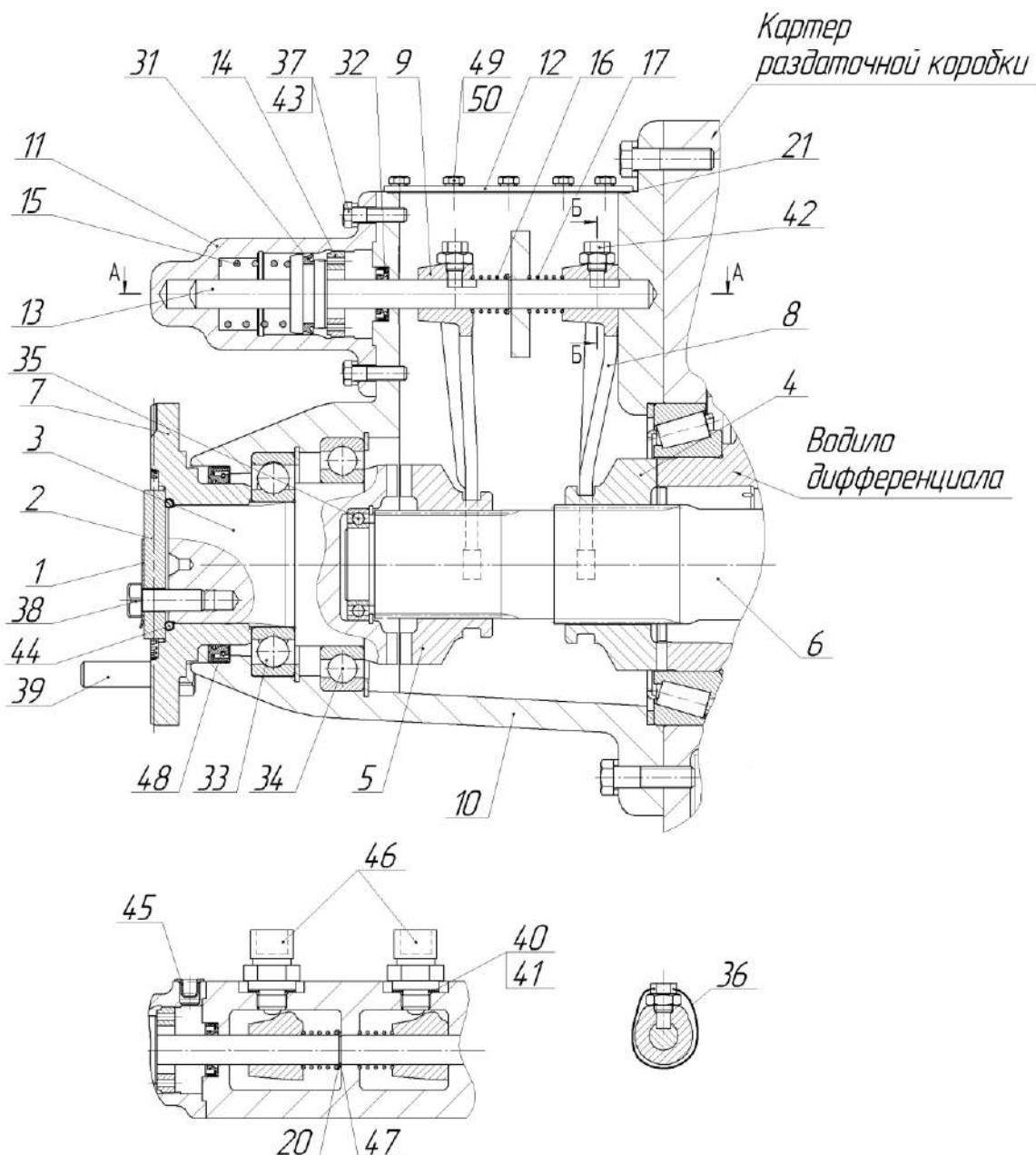


Рисунок 2.10 – Механизм включения переднего моста и блокировки межосевого дифференциала в раздаточной коробке

1 – планка стопорная болтов; 2 – шайба упорная; 3 – вал привода переднего моста; 4 – муфта блокировки; 5 – муфта включения переднего моста; 6 – солнечный вал дифференциала; 7 – фланец раздаточной коробки; 8 – вилка механизма блокировки дифференциала; 9 – вилка механизма включения переднего моста; 10 – картер привода переднего моста; 11 – корпус механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала; 12 – крышка механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала; 13 – шток-поршень; 14 – гайка регулировочная; 15 – пружина возвратная механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала; 16 – пружина привода переднего моста; 17 – пружина привода блокировки дифференциала; 20 – шайба опорная

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

61

Привод управления включения переднего моста и блокировкой межосевого дифференциала электропневматический. Подача воздуха в пневмокамеру механизма включения осуществляется от электропневмоклапана.

При движении по скользким или размокшим грунтовым дорогам для предотвращения буксования колес автомобиля периодически отключают передний ведущий мост при легких условиях движения и вводят жесткую кинематическую связь посредством предварительного выравнивания угловых скоростей блокируемых элементов с корректировкой кинематического несоответствия путем регулирования давления воздуха в шинах. При этом граничным условием включения ведущего моста в работу является превышение потерь на проскальзывание в работающих колесах над потерями мощности в ведущем мосту. Включение в работу переднего моста происходит при движении с буксованием более 10%.

### 2.1.2 Передний мост

Механизм включения переднего моста и блокировки межколесного дифференциала (Рисунок 2.11) устанавливается в задней части балки моста. Он предназначен для включения переднего моста и принудительной блокировки дифференциала при движении по скользким и размокшим грунтовым дорогам. Механизм блокировки состоит из картера привода переднего моста 10 с корпусом механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала 11, вала привода переднего моста 3, муфт блокировки дифференциала и подключения переднего моста 4 и 5, солнечного вал дифференциала 6, фланец раздаточной коробки 7, вилок 8 и 9, крышки механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала 13, штока 13, возвратных пружин 15,16,17 и привода управления.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

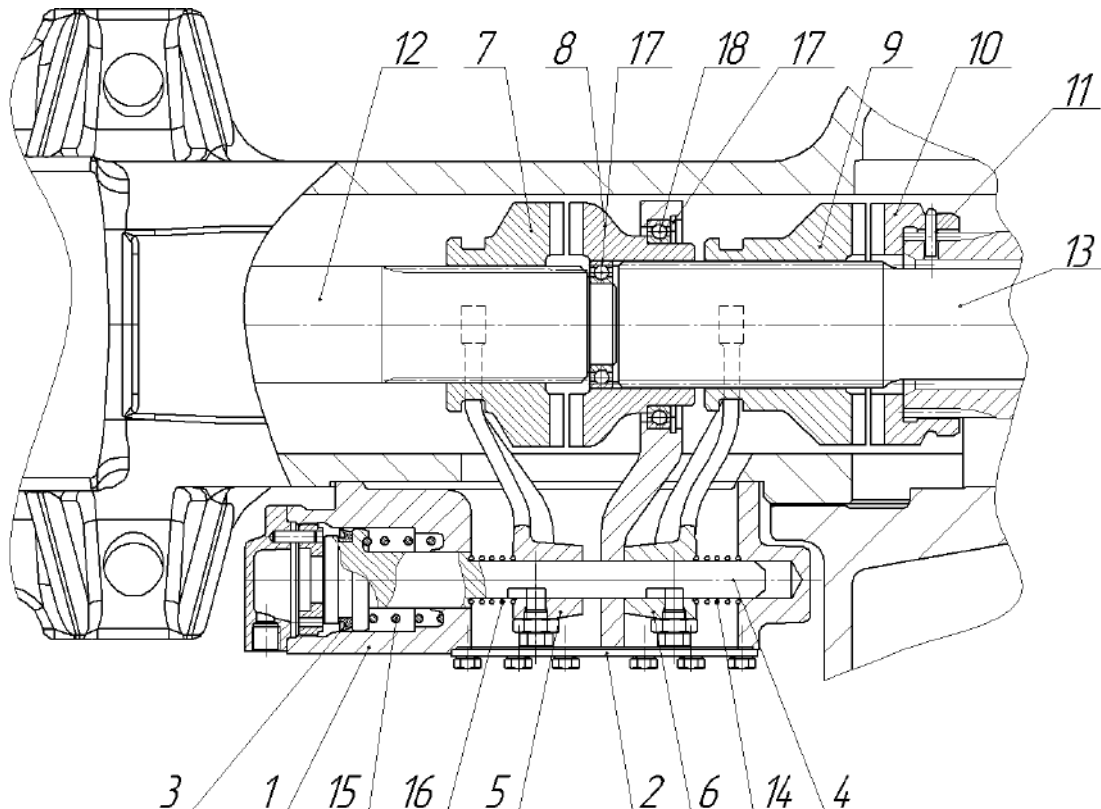


Рисунок 2.11 – Механизм включения главной передачи и блокировки межколесного дифференциала в переднем мосту

1 – корпус механизма блокировки; 2 – крышка; 3 – мембрана; 4 – поршень; 5 – вилка включения переднего моста; 6 – вилка блокировки дифференциала; 7 – муфта включения переднего моста; 8 – ответная муфта включения переднего моста; 9 – муфта включения блокировки дифференциала; 10 – ответная муфта включения блокировки дифференциала; 11 – штифт; 12 – полуось; 13 – вал дифференциала; 14 – пружина привода блокировки дифференциала; 15 – пружина возвратная механизма включения переднего моста и блокировки дифференциала; 16 – пружина привода переднего моста; 17 – стопорное кольцо

Привод управления включения переднего моста и блокировкой межколесного дифференциала электропневматический. Подача воздуха в пневмокамеру механизма включения осуществляется от электропневмоклапана.

При движении по скользким или размокшим грунтовым дорогам для предотвращения буксования колес автомобиля периодически отключают передний ведущий мост при легких условиях движения и вводят жесткую кинематическую связь посредством предварительного выравнивания угловых скоростей блокируемых элементов с корректировкой кинематического несоответствия путем регулирования давления воздуха в шинах. При этом граничным условием включения ведущего моста в работу является превышение потерь на проскальзывание в работающих колесах над потерями мощности в ведущем мосту. Включение в работу переднего моста происходит при движении с буксованием более 10%.

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

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

63

При выключенном приводе переднего моста, центральная главная передача остановлена, в связи с чем увеличивается ее ресурс. Однако, мощность, подводимая от правого колеса, вращает полуосевые шестерни дифференциала в свободном режиме. В связи с этим, с целью улучшения условий смазки на поверхностях трения сателлита и шипа крестовины дифференциала и предотвращения заедания на шипе крестовины увеличена глубина лыски, в отверстиях сателлита установлены бронзовые втулки (Рисунок 2.3). Это не только увеличит надёжность дифференциала, устранив заедание, о также значительно улучшит ремонтпригодность данного узла. Полуосевые шестерни изготовлены из стали 25ХГТ ГОСТ 4543-71 [29], проходят цементацию и закалку до обеспечения твердости 58–62 НКС. Все шестерни дифференциала имеют прямые зубья.

К трущимся поверхностям дифференциала масло поступает из картера главной передачи через окна, выполненные в чашках корпуса. Для того чтобы к торцовым поверхностям полуосевых шестерен поступало достаточное количество масла, в них сделаны отверстия, а в упорных шайбах – канавки для сбора масла

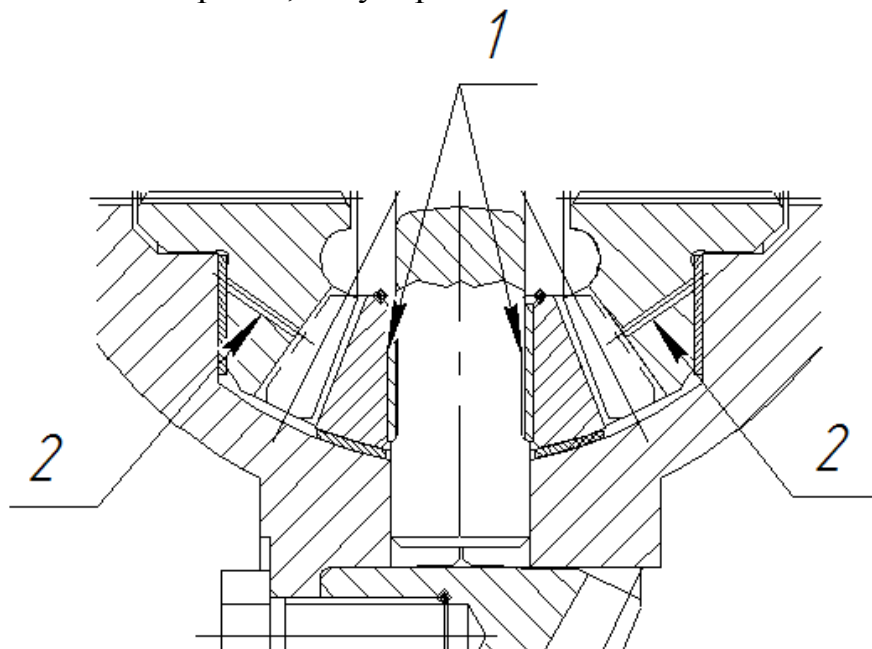


Рисунок 2.12 – Изменения дифференциала переднего моста  
1 – лыски увеличенной глубины и бронзовые втулки; 2 – отверстия для смазки торцовых поверхностей полуосевых шестерен

2.3 Реализация метода включения переднего моста, блокировки межосевого дифференциала и жесткой кинематической связи межколесной блокировки дифференциала переднего ведущего моста.

На рисунке 2.13 представлена принципиальная схема системы управления включения переднего моста и блокировкой межколесных и межосевых дифференциалов. Согласно темы выпускной квалификационной работы реализация включения переднего моста, блокировки межосевого дифференциала



и жесткой кинематической связи межколесной блокировки дифференциала переднего ведущего моста описана ниже.

При движении машины по прямой на хорошей дороге колёса транспортного средства и вращаются синхронно, передний мост отключён, муфта блокировки межосевого дифференциала заблокирована, межколёсного дифференциала разблокирована, датчики частоты вращения полуосей передают в блок управления данные о частотах вращения колёс, разность которых не превышает допустимого значения, заложенного в программу блока управления. Буксование того или другого колеса приводит к увеличению разности частот вращения колёс.

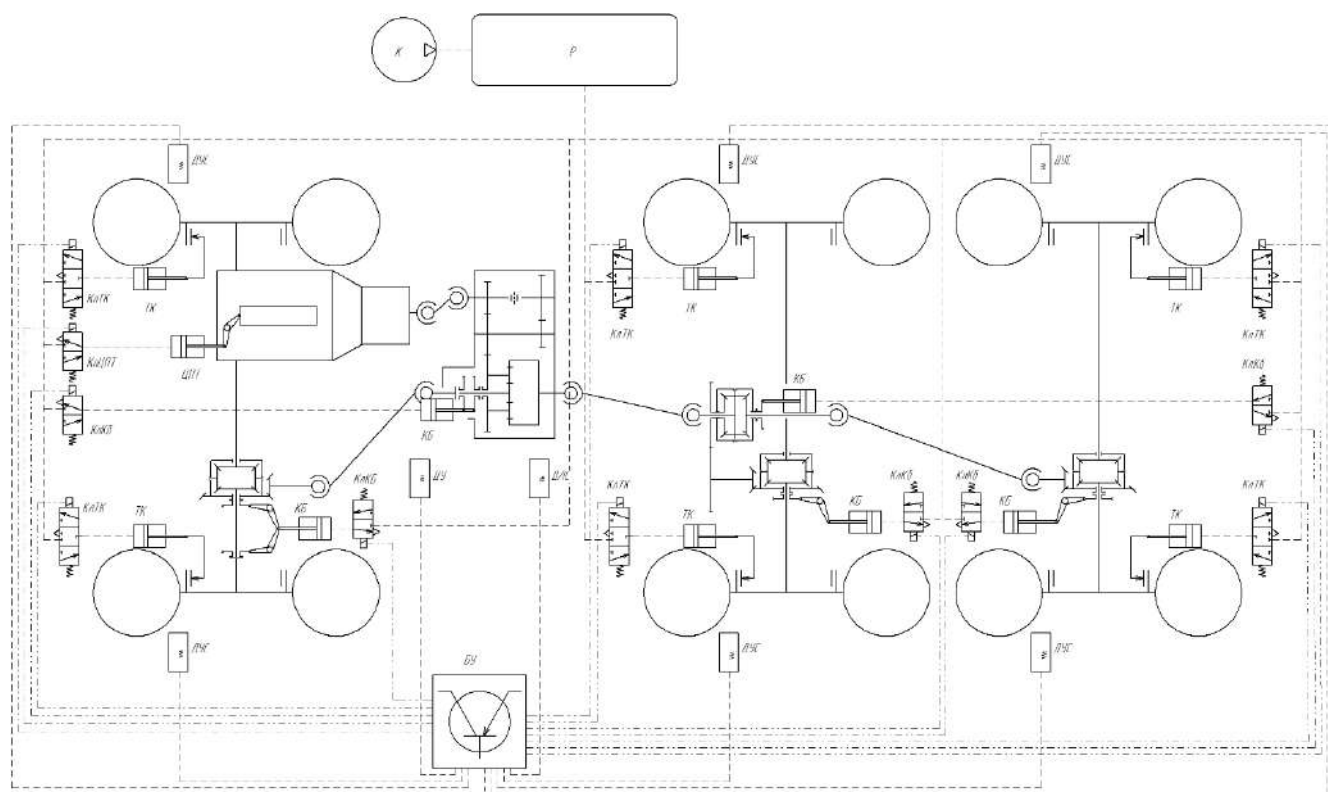


Рисунок 2.13 – Принципиальная схема трансмиссии автомобиля КАМАЗ–65222

В том случае, если эта величина превышает допустимые пределы, блок управления передаёт управляющий сигнал в модулятор давления, который подает воздух в пневмоцилиндр управления подачей топлива двигателя, в результате чего уменьшается подача топлива, снижается развиваемый двигателем крутящий момент, и как следствие происходит уменьшение буксования колес, и выравнивание угловых скоростей ведущих колес переднего и задних мостов. После выравнивания угловых скоростей блок управления подает сигнал в модулятор давления подачи воздуха в пневмоцилиндр, который создает давление в пневмоцилиндре равное усилию на штоке в 100 Н, воздействует на муфту включения переднего моста в раздаточной коробке (Рисунок 2.14). В результате того, что главная передача в мосту выключена, включение муфты происходит с малыми нагрузками.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

65

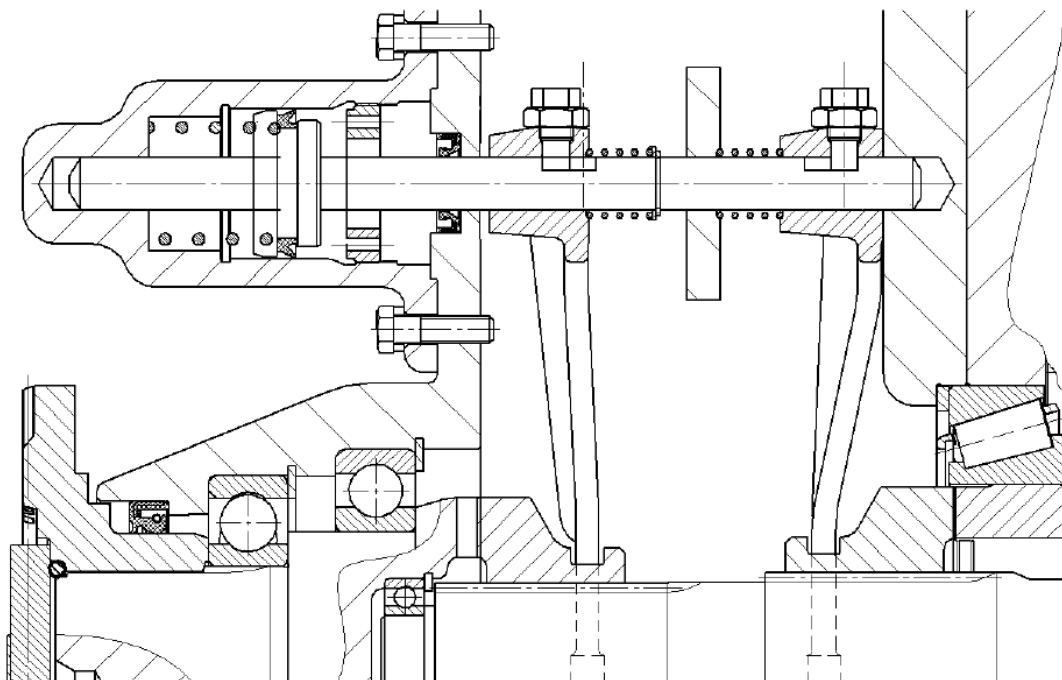


Рисунок 2.14 – Включение муфты включения переднего моста в раздаточной коробке

Затем, блок управления подает сигнал в модулятор давления для подачи воздуха в пневмоцилиндр, который создает давление в пневмоцилиндре равное усилию на штоке в 100 Н, воздействует на муфту включения главной передачи в мосту (Рисунок 2.15). В связи с тем, что прежде включилась муфта в раздаточной коробке, ведомая шестерня вращается со скоростью вращения полуоси, включение муфты происходит безударно. Передний мост становится ведущим, значение буксования колес снижается.

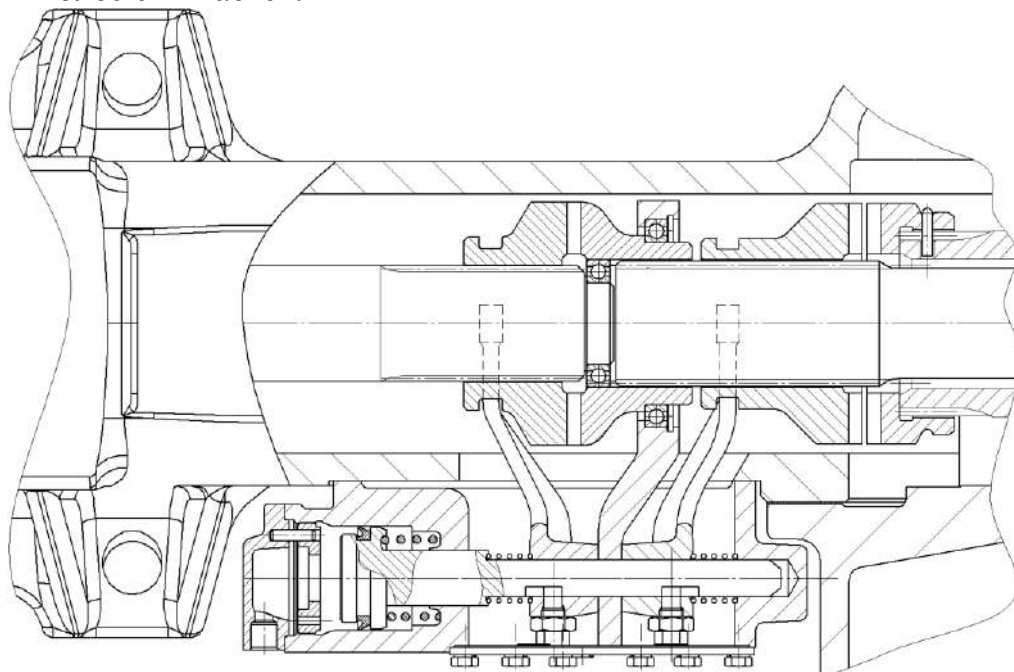


Рисунок 2.15 – Включение муфты включения главной передачи в переднем мосту

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

66

После, блок управления подает сигнал в модулятор давления для повышения давления воздуха в пневмоцилиндре до уровня усилия на штоке равного 450 Н, который воздействует на муфту блокировки межосевого дифференциала, межосевой дифференциал разблокируется (Рисунок 2.16).

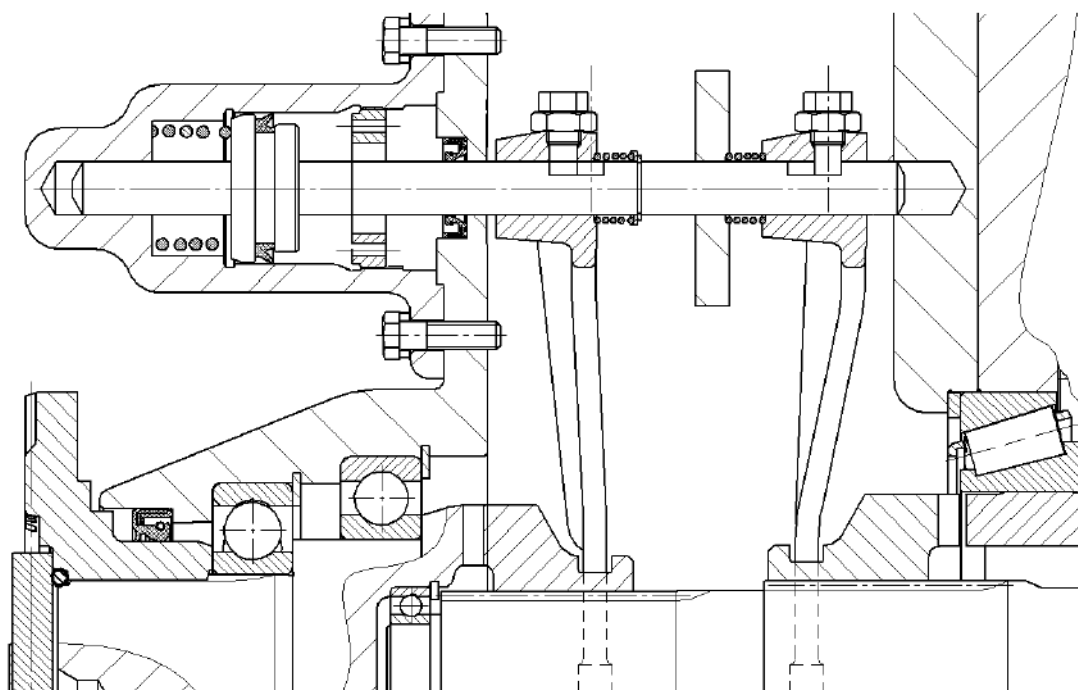


Рисунок 2.16 – Выключение муфты блокировки межосевого дифференциала

В том случае, если эта величина буксования вновь превышает допустимые пределы, блок управления передаёт управляющий сигнал в модулятор давления, который подает воздух в клапан управления приводом сцепления, в результате чего разрывается поток мощности, подводимый к колесам и снижается их буксование.

После отключения сцепления модулятор давления подает воздух в тормозную камеру буксующего колеса, в результате чего начинается его торможение, и как следствие выравнивание угловых скоростей ведущих колес, после выравнивания угловых скоростей блок управления подает сигнал в модулятор давления для повышения давления воздуха в пневмоцилиндре до уровня усилия на штоке равного 450 Н, который воздействует на муфту блокировки межколесного дифференциала. При этом, вследствие равной скорости ведущих колес, блокировка дифференциала происходит безударно (Рисунок 2.17).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

67

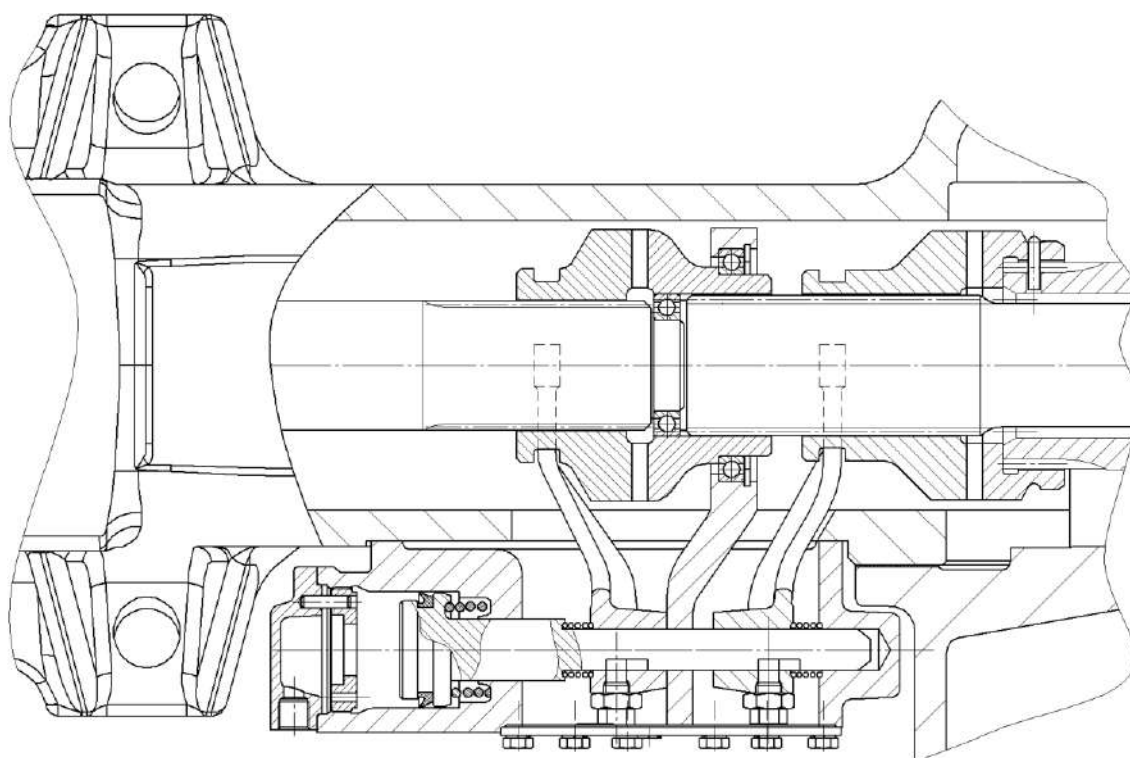


Рисунок 2.18 – Включение муфты блокировки межколесного дифференциала

В том случае если эта величина снова превышает допустимые пределы, блок управления передаёт управляющий сигнал в модулятор давления, который подает воздух в пневмоцилиндр управления подачей топлива двигателя, в результате чего уменьшается подача топлива, снижается развиваемый двигателем крутящий момент, и как следствие происходит уменьшение буксования колес, и выравнивание угловых скоростей ведущих колес переднего и задних мостов. После выравнивания угловых скоростей блок управления подает сигнал в модулятор давления для подачи воздуха в пневмоцилиндр управления блокировкой, который создает давление в пневмоцилиндре равное усилию на штоке в 100 Н, воздействует на муфту блокировки межосевого дифференциала, в результате чего происходит блокировка межосевого дифференциала (Рисунок 2.18). При этом, вследствие равной скорости ведущих колес, блокировка дифференциала происходит безударно.



На основании проведенного сравнительного анализа движения автомобиля в различных условиях предлагает выбрать для раздаточной коробки механизм автоматического отключения переднего моста и несимметричный дифференциал с автоматической блокировкой, а также для ведущего моста механизм автоматического отключения главной передачи и блокировкой межколесного дифференциала.

Применение системы отключения полного привода и автоматической блокировки межколесных и межосевых дифференциалов на автомобиле–самосвале КАМАЗ 65222 позволяет снизить расход топлива, увеличить ресурс главной передачи переднего моста, повысить проходимость и исключить занос автомобиля, а также облегчить работу водителя.

Включение/выключение переднего ведущего моста, а также блокировку дифференциалов предлагаю с помощью кулачковой муфты. Данные муфты обладают рядом преимуществ относительно иных муфт, а именно простой конструкцией, достаточным запасом прочности и возможность включения при невысоких значениях разницы углового ускорения.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		70



### 3 РАСЧЕТЫ, ПОДТВЕРЖДАЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

В связи с тем, что зубчатые муфта включения переднего моста и блокировки межколесного и межосевого дифференциала работают в сложных нестандартных условиях, то наиболее значительное внимание было уделено проверочному расчету работоспособности муфт включения и блокировки.

#### 3.1 Расчет на прочность и долговечность зубчатых муфт

Важнейшим фактором работоспособности механизма включения переднего моста и блокируемого дифференциального механизма является обеспечение достаточной прочности муфты включения и блокировки. Таким образом, существует необходимость проектировочных расчетов на прочность для всех применяемых кулачковых муфт включения переднего моста и блокировок дифференциалов.

Объектом исследования является автомобиль КамАЗ–65222 с полностью дифференциальной блокируемой трансмиссией (Рисунок 3.1). На автомобиле применяется пять блокировок дифференциалов, соответственно для каждого дифференциального механизма.

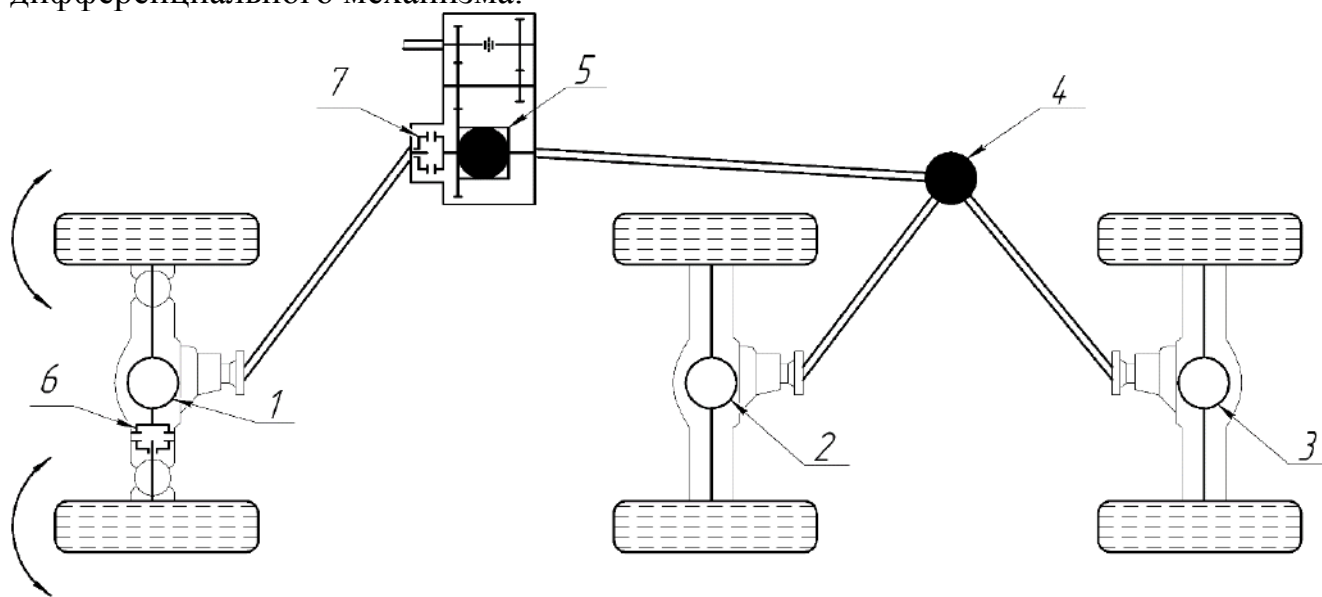


Рисунок 3.1 – Схема разрабатываемой трансмиссии автомобиля КАМАЗ  
1,2,3 – симметричные дифференциалы; 4 – симметричный блокируемый дифференциал;  
5 – несимметричный блокируемый дифференциал;  
6,7 – муфты включения переднего моста

3.1.1 Расчет на прочность и долговечность муфт включения переднего моста в раздаточной коробке.

### 3.1.1.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид конструкции разрабатываемого изделия представлен на рисунке 3.2. Кулачковая муфта включения переднего моста работает по принципу жесткой кинематической связи, соединяя вал привода переднего моста и солнечного вал межосевого дифференциала.

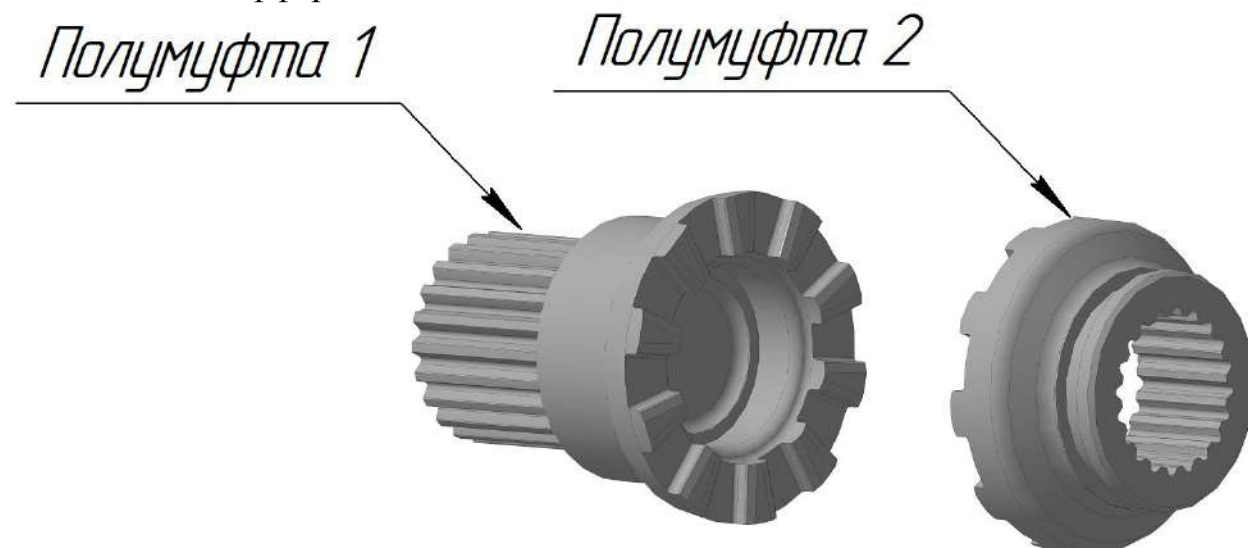


Рисунок 3.2 – Общий вид муфты включения переднего моста

Расчет муфты включения переднего моста будем проводить на прочность кулачка при изгибе. На основе имитационного моделирования движения автомобиля КАМАЗ–65222, описанного во второй главе, в момент подключения переднего моста, автомобиль разгоняется на включенной первой передаче КПП, крутящий момент на муфте подключения переднего моста значительно ниже момента на муфте включения главной передачи (Рисунок 3.3), поэтому расчет на контактную прочность кромок кулачков проводить не будем.

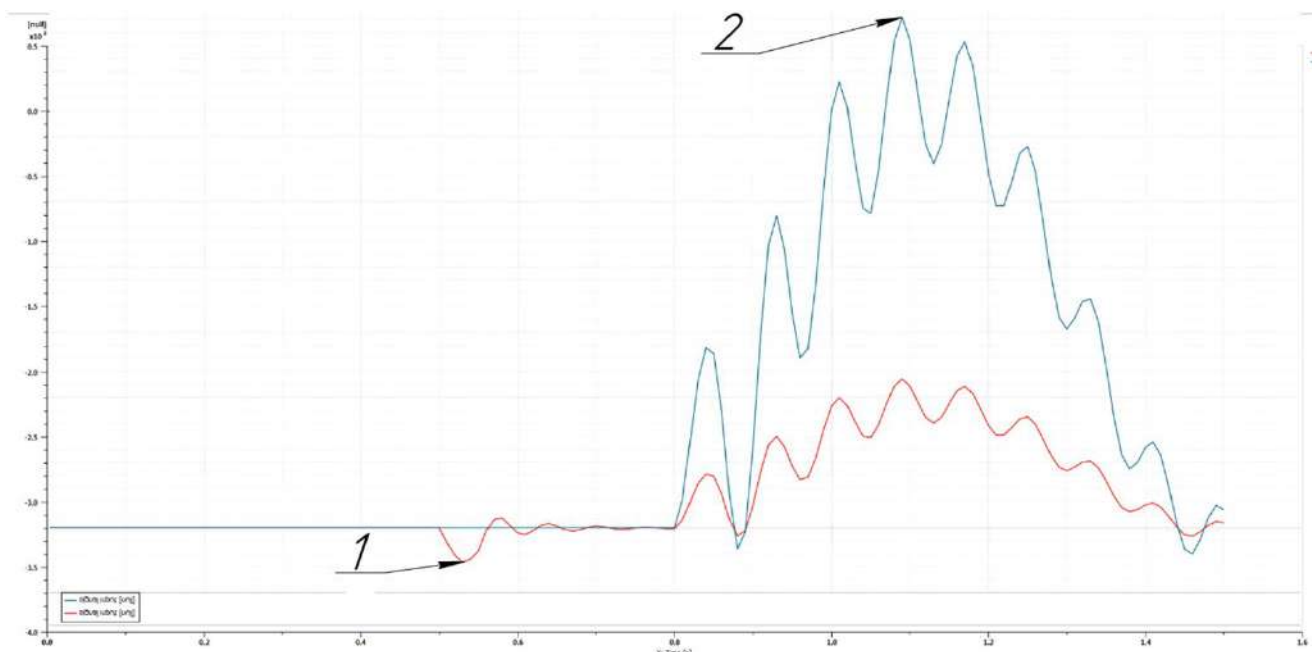


Рисунок 3.3 – Крутящий момент на муфтах подключения переднего моста

1 – крутящий момент на муфте подключения переднего моста в раздаточной коробке в момент подключения, 266,9Нм; 2 – крутящий момент на муфте подключения главной передачи в переднем мосту в момент подключения, 3918,2Нм

### 3.1.1.2 Расчет муфты на изгибную прочность

Муфта включения переднего моста наибольшую нагрузку воспринимает во включенном состоянии, поэтому рассчитаем полумуфт исходя из условий изгибной прочности. Исходные данные для расчета приведены в таблице 3.1. Расчетная схема изображена на рисунке 3.4. Материал – сталь 40ХС ГОСТ 4543-71, характеристики материала приведены в таблице 3.2 [29].

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчета муфты подключения переднего моста

Параметр	Величина
Материал муфты	40ХС
Внешний радиус муфты ( $r_{внеш}$ ), м	0,0555
Внутренний радиус муфты ( $r_{внут}$ ), м	0,0365
Радиус скругления кромки кулачка ( $r_{кр}$ ), м·10 <sup>-3</sup>	0,80
Число кулачков муфты ( $n$ )	10,0
Рабочая ширина зуба ( $b_w$ ), м·10 <sup>-3</sup>	16,21

Продолжение таблицы 3.1

Ширина зуба в опасном сечении ( $S_I$ ), м·10 <sup>-3</sup>	11,16
Высота зуба ( $h$ ), м·10 <sup>-3</sup>	6,00
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба ( $K$ )	2,00

Таблица 3.2 – Характеристики материала

Материал	Модуль упругости Е, Па	Коэффицие нт Пуассона, μ	Плотнос ть, кг/м <sup>3</sup>	Предел текучести, Па	Предел прочности , Па	Предел выносливо сти, Па
Сталь 40ХС	2·10 <sup>11</sup>	0.3	7800	1670·10 <sup>6</sup>	1960·10 <sup>6</sup>	1449·10 <sup>6</sup>

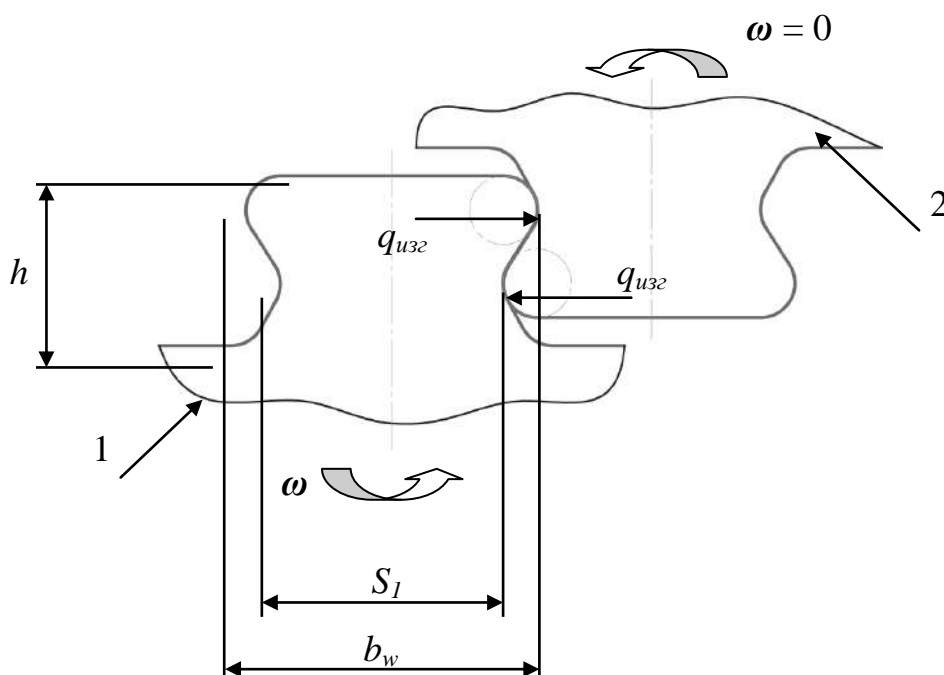


Рисунок 3.4 – Схема расчета изгиба кулачков муфты блокировки межколесного дифференциала

1 – кулачок полумуфты 1; 2 – кулачок полумуфты 2

Примем коэффициент запаса  $n = 1,5$  и найдем допускаемые напряжения по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n} \quad (7)$$

где

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала

В случае изгиба напряжения находятся по формуле:

$$[\sigma] = 6 \cdot \frac{q_{изг} \cdot h \cdot b_w}{b_w \cdot S_1^2} \quad (8)$$

Тогда допустимая нагрузка на изгиб примет следующее значение:

$$q_{изг} = \frac{1}{6} \cdot \frac{[\sigma] \cdot b_w \cdot S_1^2}{h \cdot b_w} = 3,99 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Получив допустимую изгибную силу определим допустимый крутящий момент:

$$T_{изг} = \frac{q_{изг} \cdot (r_{внеш} - r_{внут}) \cdot \frac{r_{внеш} + r_{внут}}{2} \cdot N}{K} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$$

Максимальный момент двигателя, приведенный к карданному валу (переднего моста), определяется по формуле:

$$T_{P1} = \frac{T_{MAX} i_1 i_{PKH}}{3}$$

где

$T_{MAX}$  – максимальный крутящий момент двигателя;

$i_1$  – передаточное число КПП на 1–ой передаче;

$i_{PKH}$  – передаточное число раздаточной коробки.

Тогда максимальный крутящий момент подведенный к муфте от двигателя равен:

$$T_{P1} = \frac{T_{MAX} i_1 i_{PKH}}{3} = \frac{1766 \cdot 13,8 \cdot 1,536}{3} = 12478 \text{ Нм}$$

Максимальный момент движителя по сцеплению с опорной поверхностью, приведенный к муфте включения переднего моста, равен:

$$T_{P2} = \frac{\varphi G_{сц2} r_k}{i_M}$$

где

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$G_{\text{сц}2}$  – нормальная нагрузка на мост;

$r_k$  – динамический радиус колеса;

$i_M$  – передаточное число моста.

Получим, что максимальный момент двигателя по сцеплению с опорной поверхностью, приведенный к муфте включения переднего моста, равен:

$$T_{P2} = \frac{\varphi G_{\text{сц}2} r_k}{i_M} = \frac{0,8 \cdot 78400 \cdot 0,569}{6,33} = 5637 \text{ Нм}$$

Расчетный момент на муфте включения переднего моста равен 5637 Нм.

Таким образом расчетный момент на муфте включения переднего моста не превышает допустимый крутящий момент.

3.1.2 Расчет на прочность и долговечность муфт включения главной передаче в переднем мосту.

### 3.1.2.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид конструкции разрабатываемого изделия представлен на рисунке 3.5. Кулачковая муфта включения главной передачи работает по принципу жесткой кинематической связи, соединяя вал дифференциала и левую полуось.

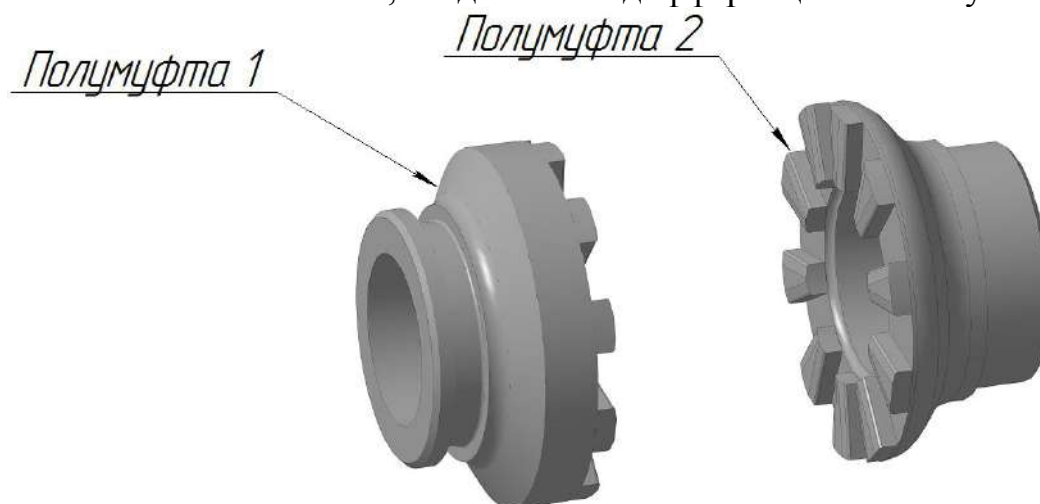


Рисунок 3.5 – Общий вид муфты включения главной передачи

Расчет муфты включения главной передачи проведем в два этапа: 1) Расчет на прочность при контактном взаимодействии кромок кулачков; 2) Расчет на прочность кулачка при изгибе. Материал – сталь 40ХС, исходные данные для расчета приведены в таблице 3.3[29].



Таблица 3.3 – Исходные данные для расчета муфты подключения переднего моста

Параметр	Величина
Материал муфты	40ХС
Внешний радиус муфты ( $r_{внеш}$ ), м	0,525
Внутренний радиус муфты ( $r_{внут}$ ), м	0,03
Радиус скругления кромки кулачка ( $r_{кр}$ ), м·10 <sup>-3</sup>	0,80
Число кулачков муфты ( $n$ )	10,0
Рабочая ширина зуба ( $b_w$ ), м·10 <sup>-3</sup>	15,5
Ширина зуба в опасном сечении ( $S_I$ ), м·10 <sup>-3</sup>	8,9
Высота зуба ( $h$ ), м·10 <sup>-3</sup>	6,00
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба ( $K$ )	2,00

### 3.1.2.2 Расчет муфты на контактную прочность

Расчет на контактную прочность будем проводить методом конечных элементов. Расчет будет проводиться в программном продукте SOLIDWORKS Premium 2016 x64 Edition SP 3.0. Конечно–элементная модель (КЭМ) муфты показана на рисунке 3.6. В КЭМ использованы объемные элементы. В зоне контакта полумуфт конечно–элементная сетка имеет сгущение. Материал – сталь 40ХС (изотропный материал, свойства которого описываются линейной диаграммой растяжения–сжатия). Характеристики этого материала приведены в таблице 3.2.

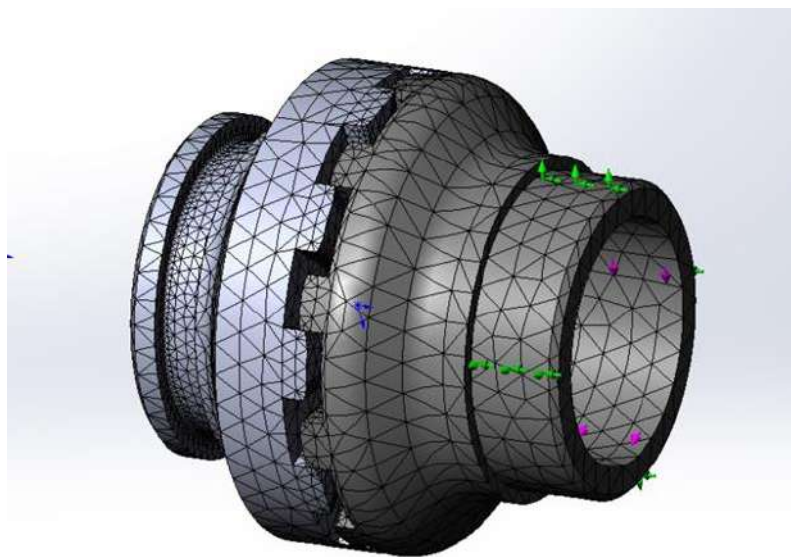


Рисунок 3.6 – Конечно–элементная модель взаимодействия кулачков муфты

Данные для расчета муфты включения переднего моста были получены имитационного моделирования движения автомобиля КАМАЗ–65222, описанного во второй главе, в момент подключения переднего моста, автомобиль разгоняется на включенной первой передача КПП, крутящий момент на муфте включения главной передачи примем равным 3918Нм. Момент инерции полумуфты, полуоси, вращающихся частей колесного редуктора и колеса примем равным 50кгм<sup>2</sup>.

Результаты расчета представлены на рисунке 3.7.

Максимальные напряжения на кромке зуба муфты включения переднего моста равны 826·10<sup>6</sup> Па. Так как предел текучести стали 40ХС принимает значение 1670·10<sup>6</sup> Па, коэффициент запаса прочности при расчете контактного взаимодействия кулачков муфты равен 2.

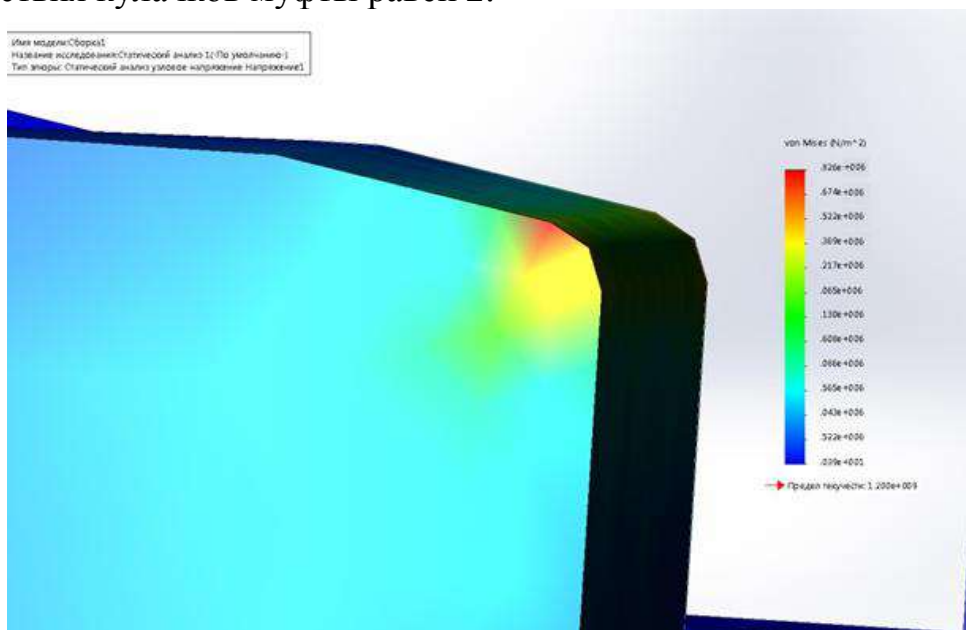


Рисунок 3.7 – Распределение напряжений при взаимодействии по кромке кулачков муфты

### 3.1.2.3 Расчет муфты на изгибную прочность

Схема расчета кулачков муфты на изгибную прочность представлена на рисунке 3.4.

Примем коэффициент запаса  $n = 1,5$  и найдем допускаемые напряжения по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n} \quad (9)$$

где

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

В случае изгиба напряжения находятся по формуле:

$$[\sigma] = 6 \cdot \frac{q_{изг} \cdot h \cdot b_w}{b_w \cdot S_1^2} \quad (10)$$

Тогда допустимая нагрузка на изгиб примет следующее значение:

$$T_{изг} = \frac{q_{изг} (r_{внш} - r_{внт}) \frac{(r_{внш} + r_{внт})}{2} N}{K} = \frac{0,8 \cdot 78400 \cdot 0,569}{6,33} = 16935 \text{ Нм}$$

$$T_{изг} = \frac{q_{изг} \cdot (r_{внеш} - r_{внут}) \cdot \frac{r_{внеш} + r_{внут}}{2} \cdot N}{K} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$$

Максимальный момент двигателя, приведенный к карданному валу (переднего моста), определяется по формуле:

$$T_{P1} = \frac{T_{MAX} i_1 i_{PKH} i_{ГП}}{3 \cdot 2}$$

где

$T_{MAX}$  – максимальный крутящий момент двигателя;

$i_1$  – передаточное число КПП на 1-ой передаче;

$i_{PKH}$  – передаточное число раздаточной коробки.

Тогда максимальный крутящий момент подведенный к муфте от двигателя равен:

$$T_{P1} = \frac{T_{MAX} i_1 i_{PKH} i_{ГП}}{3 \cdot 2} = \frac{1766 \cdot 13,8 \cdot 1,536 \cdot 2,06}{3 \cdot 2} = 12852 \text{ Нм}$$

Максимальный момент двигателя по сцеплению с опорной поверхностью, приведенный к муфте включения переднего моста, равен:

$$T_{P2} = \frac{\varphi G_{сц2} r_k}{i_{БР}} \quad (11)$$

где

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$G_{сц2}$  – нормальная нагрузка на мост;

$r_k$  – динамический радиус колеса;

$i_M$  – передаточное число моста.

Получим, что максимальный момент двигателя по сцеплению с опорной поверхностью, приведенный к муфте включения переднего моста, равен:

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

$$T_{P2} = \frac{\varphi G_{\text{цз2}} r_k}{i_{\text{БР}}} = \frac{0,8 \cdot 39200 \cdot 0,569}{3,08} = 5793 \text{ Нм}$$

Расчетный момент на муфте включения переднего моста равен 5793 Нм. Таким образом расчетный момент на муфте включения главной передачи не превышает допустимый крутящий момент.

3.1.3 Расчет на прочность и долговечность муфт блокировки межколесного дифференциала.

3.1.3.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид конструкции разрабатываемого изделия представлен на рисунке 3.8. Кулачковая муфта блокировки межколесного дифференциала работает по принципу жесткой кинематической связи, соединяя полуось колеса с корпусом дифференциала.



Рисунок 3.8 – Общий вид муфты блокировки межколесного дифференциала

Расчет муфты блокировки межколесного дифференциала проведем в два этапа: 1) Расчет на прочность при контактном взаимодействии кромок кулачков; 2) Расчет на прочность кулачка при изгибе. Материал – сталь 40ХС, исходные данные для расчета приведены в таблице 3.4 [29].

Таблица 3.4 – Исходные данные для расчета муфты блокировки межколесного дифференциала

Параметр	Величина
Момент инерции колеса ( $J_k$ ), кг·м <sup>2</sup>	50,00
Радиус колеса ( $r$ ), м	0,59
Длина полуоси ( $L$ ), м	0,93
Диаметр полуоси ( $d$ ), м	0,05

Окончание таблицы 3.4

Полярный момент инерции полуоси ( $J_p$ ), м <sup>4</sup>	$5 \cdot 10^{-7}$
Внешний радиус муфты ( $r_{внеш}$ ), м	0,05
Внутренний радиус муфты ( $r_{внут}$ ), м	0,03
Радиус скругления кромки кулачка ( $r_{кр}$ ), м $\cdot 10^{-3}$	0,90
Число кулачков муфты ( $n$ )	10,0
Угол зацепления зубьев полумуфт ( $\alpha$ ), град	5,90
Приведенный радиус скругления кромки зуба ( $\rho_{пр}$ ), м $\cdot 10^{-3}$	0,45
Рабочая ширина зуба ( $b_w$ ), м $\cdot 10^{-3}$	15,21
Ширина зуба в опасном сечении ( $S_I$ ), м $\cdot 10^{-3}$	12,16
Высота зуба ( $h$ ), м $\cdot 10^{-3}$	6,00

Для удобства математического описания будем использовать задачу о крутильном ударе. Примем допущение о том, что вращательное движение совершает только одно колесо, второе колесо неподвижно. Расчетная схема представлена на рисунке 3.9.

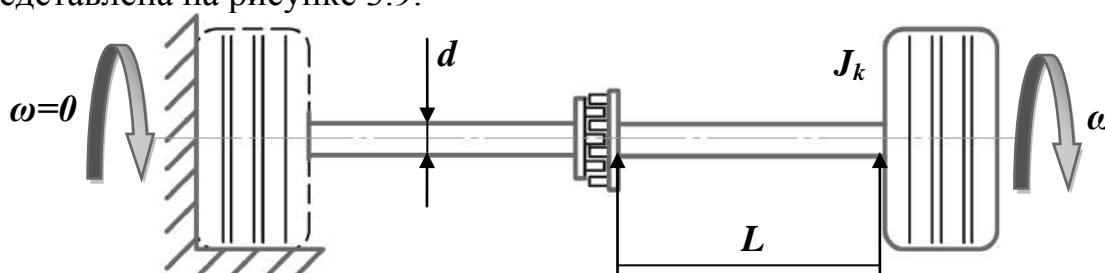


Рисунок 3.9 – Расчетная схема оси автомобиля

### 3.1.3.2 Расчет муфты на контактную прочность

Расчет на контактную прочность будем проводить, используя подход Герца к оценке контактного взаимодействия двух криволинейных поверхностей. Применение задачи Герца к данному расчету вполне обосновано, т.к. кромки зубьев кулачковой муфты имеют радиусы скругления.

Закон сохранения энергии для рассматриваемой механической системы запишется следующим образом:

$$\frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_{kr}^2}{G \cdot J_p} \cdot 2L \quad (12)$$

где

$G$  – модуль сдвига материала. Для стали 40ХС  $G = 0,8 \cdot 10^5$  МПа;

$T_{kr}$  – крутящий момент (разность моментов на полуосях), действующий во время блокировки.

Соответственно,  $\omega$  – искомая допустимая разница угловых скоростей колес при включении муфты блокировки, выразим ее из закона сохранения энергии.

$$\Delta\omega = \sqrt{\frac{T_{kr}^2}{G \cdot J_p} \cdot 2L \cdot \frac{1}{J_k}} \quad (13)$$

Для полумуфты с заданной спецификой геометрических параметров допустимый крутящий момент найдем из выражения:

$$T_{kr} = \frac{q \cdot (r_{внеш} - r_{внут}) \cdot \frac{r_{внеш} + r_{внут}}{2} \cdot N}{K} \quad (14)$$

где

$q$  – усилие, действующее на зуб в процессе включения муфты;

$K$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба. Примем  $K = 2$ .

Решая задачу Герца найдем величину усилия  $q$ . Расчетная схема приведена на рисунке 3.10

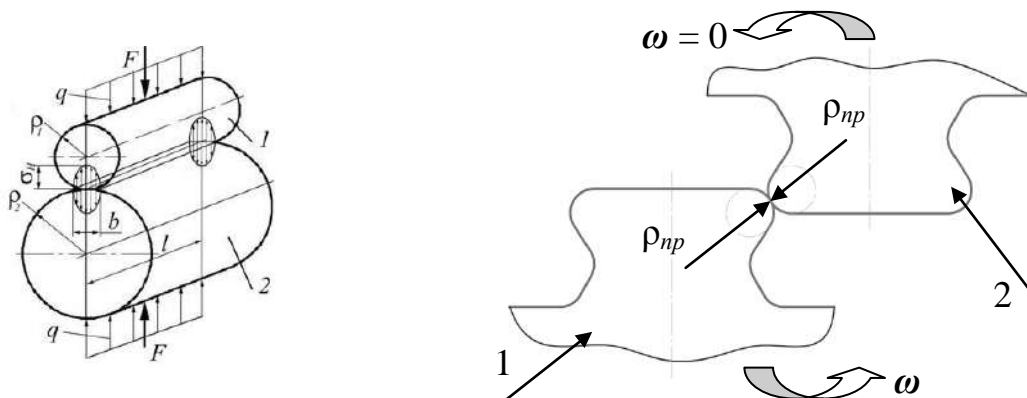


Рисунок 3.10 – Схема расчета контактного взаимодействия кулачков муфты блокировки межколесного дифференциала

1 – кулачок полумуфты 1; 2 – кулачок полумуфты 2

Формула определения максимальных допустимых контактных напряжений записывается следующим образом:

$$\sigma_h = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q_a \cdot E}{\rho_{np}}} \quad (15)$$

Выполним переход от нормальной силы к окружной:

$$q = q_a \cdot \cos(\alpha) \quad (16)$$

Следовательно:

$$q = \frac{\sigma_h^2 \cdot \cos(\alpha) \cdot \rho_{np}}{0,418^2 \cdot E} \quad (17)$$

В качестве допустимых контактных напряжений примем предел выносливости стали 40ХС (см. таблицу 3.2), получим:

$$q = 25,08 \cdot 10^{-5} \text{ Н}$$

Используем полученное значение действующей на зуб силы для определения допустимого крутящего момента:

$$T_{кр} = 9247,04 \text{ Нм}$$

С учетом полученного допустимого крутящего момента найдем допустимую разницу скоростей вращения полумуфт при блокировании дифференциала для обеспечения достаточной контактной прочности, получим:

$$\Delta\omega = \sqrt{\frac{T_{кр}^2}{G \cdot J_p} \cdot 2L \cdot \frac{1}{J_k}} = 0,09 \text{ рад/с}$$

### 3.1.3.3 Расчет муфты на изгибную прочность

Для определения наиболее опасного случая с точки зрения прочности взаимодействия кулачков, определим допустимую разницу скоростей вращения полумуфт исходя из условий изгибной прочности. Исходные данные для расчета приведены в таблице 3.4. Расчетная схема изображена на рисунке 3.4.

Примем коэффициент запаса  $n = 1,5$  и найдем допускаемые напряжения по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n} \quad (18)$$

где

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала

В случае изгиба напряжения находятся по формуле:

$$[\sigma] = 6 \cdot \frac{q_{изг} \cdot h \cdot b_w}{b_w \cdot S_1^2} \quad (19)$$

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83



Тогда допустимая нагрузка на изгиб примет следующее значение:

$$q_{изг} = \frac{1}{6} \cdot \frac{[\sigma] \cdot b_w \cdot S_1^2}{h \cdot b_w} = 3,99 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

Получив допустимую изгибную силу определим допустимый крутящий момент:

$$T_{изг} = \frac{q_{изг} \cdot (r_{внеш} - r_{внут}) \cdot \frac{r_{внеш} + r_{внут}}{2} \cdot N}{K} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$$

Таким образом, допустимая разность угловых скоростей при изгибе исходя из условия для крутильного удара будет равна:

$$\Delta\omega = \sqrt{\frac{T_{изг}^2}{G \cdot J_p} \cdot 2L \cdot \frac{1}{J_k}} = 14,42 \text{ рад/с}$$

### 3.1.3.4 Верификация полученных результатов методом конечных элементов

Для оценки точности полученных результатов с помощью решения задачи о крутильном ударе и применения подхода Герца для определения контактных напряжений воспользуемся методом конечных элементов.

Решение контактной задачи методом конечных элементов является нецелесообразным, т.к. размер конечного элемента будет определяться размером площадки контакта, которая в свою очередь определяется радиусом скругления зуба. В рассматриваемом случае радиус скругления кулачка составляет 0,9 мм, соответственно для получения адекватных результатов с учетом краевого эффекта, размер конечного элемента должен определяться порядком  $1 \cdot 10^{-3}$  мм, что потребует весьма большой вычислительной мощности ЭВМ.

Таким образом, с помощью метода конечных элементов решим задачу изгибной прочности кулачков муфты блокировки дифференциала. Полученные данные сопоставим с результатами аналитического решения.

#### 3.1.3.4.1 Определение изгибной прочности кулачка муфты блокировки дифференциала методом конечных элементов

Для построения конечно-элементной модели воспользуемся пакетом ANSYS APDL. Для сокращения времени расчета будем рассматривать взаимодействие одного зуба каждой полумуфты, зададим условия циклической симметрии с целью получения корректных результатов. Конечно-элементная модель представлена на рисунке 3.11.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		84

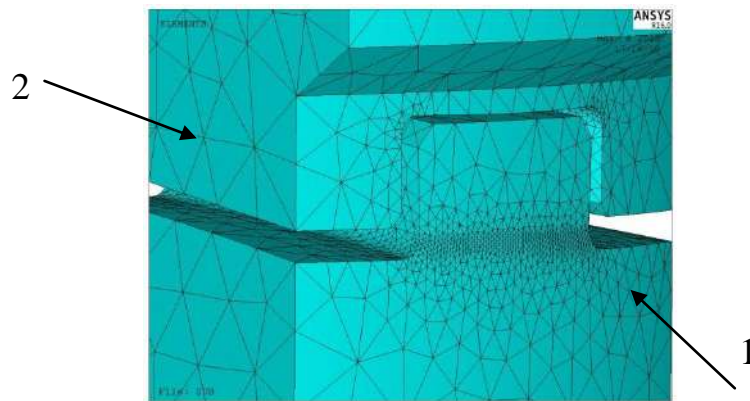


Рисунок 3.11 – Конечно–элементная модель взаимодействия кулачков муфты блокировки дифференциала

1 – кулачок полумуфты 1; 2 – кулачок полумуфты 2

Задача решается в квазистатической постановке, т.к. собственная частота изделия значительно выше частоты возбуждающего воздействия.

Зададим механические свойства стали 40ХС (см. таблицу 3.4). Для точной имитации задачи о крутильном ударе ограничим все перемещения полумуфты 2. К полумуфте 1 приложим крутящий момент  $T_{МКЭ}$ . Постепенно увеличивая нагрузку, определим максимально допустимое значение  $T_{МКЭ}$  из условия  $[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n}$ . Графическое представление результатов представлено на рисунке 3.12.

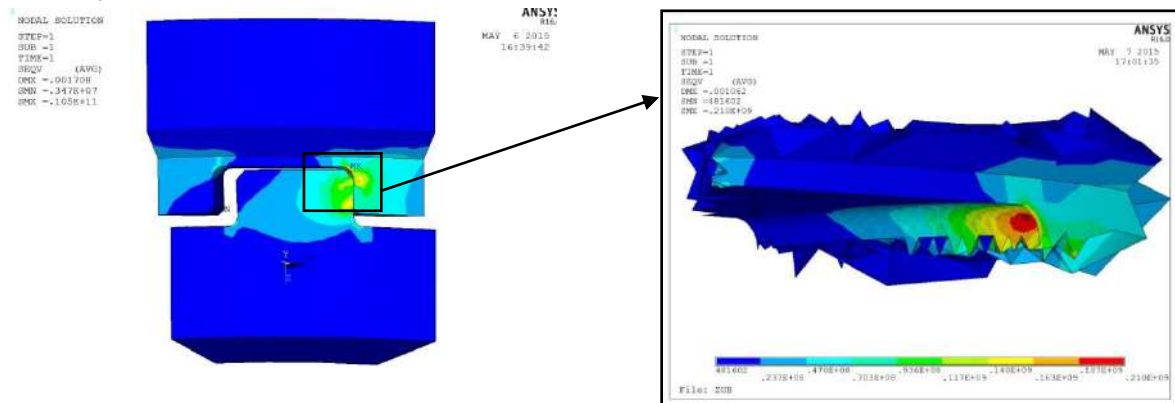


Рисунок 3.12 – Распределение напряжений у основания кулачка при изгибе

Допустимый крутящий момент  $T_{МКЭ}$  составил 1600 Нм. Определим допустимую разность скоростей вращения полумуфт блокировки дифференциала с учетом этой величины:

$$\Delta\omega = \sqrt{\frac{(T_{МКЭ} \cdot N)^2}{G \cdot J_p}} \cdot 2L \cdot \frac{1}{J_k} = 15,43 \text{ рад/с}$$

Полученное с помощью метода конечных элементов значение допустимой разницы скоростей вращения больше допустимой разницы скоростей вращения, полученной аналитическим методом, менее, чем на 10%, что соответственно подтверждает корректность получаемых результатов с помощью решения задачи о крутильном ударе.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

### 3.1.3.5 Выводы по расчету

Наиболее опасным с точки зрения прочности кулачков муфты блокировки межколесного дифференциала является случай контактного взаимодействия кромок кулачков муфты. Допустимая разность скоростей вращения полумуфт в этом случае значительно меньше, чем для изгиба: 0,09 рад/с против 14,42 рад/с. Соответственно, для обеспечения надежной работы муфты блокировки скорости вращения колес в случае буксования должны быть выровнены до допустимой разницы  $\Delta\omega = 0,09$  рад/с или 0,87 об/мин.

#### 3.1.3.5.1 Способы увеличения допустимой разности скоростей вращения колес

Увеличить допустимую разность скоростей вращения колес при включении муфты блокировки возможно путем совершенствования конструкции муфты, определения оптимальных геометрических характеристик кулачков, а также применением материала муфты с более высокими механическими характеристиками.

Наиболее важными параметрами для увеличения допустимой разницы скоростей вращения колес при включении муфты являются:

- 1 Число кулачков полумуфты;
- 2 Радиус скругления кромки кулачка;
- 3 Угол зацепления зубьев полумуфт;

Далее в таблице 3.2 приведен возможный оптимальный вариант изменения перечисленных выше параметров с целью повышения контактной прочности кулачков.

Таблица 3.5 – Рекомендуемые параметры кулачка для увеличения контактной прочности

Параметр	Величина
Угол зацепления зубьев полумуфт ( $\alpha$ ), град	3
Радиус скругления кромки кулачка ( $r_{кр}$ ), м·10 <sup>-3</sup>	2
Число кулачков муфты ( $n$ )	12,00

С учетом измененных параметров допустимая разность угловых скоростей полумуфт блокировки дифференциала составила  $\Delta\omega = 0,26$  рад/с или 2,47 об/мин, что существенно выше полученного результата для исходной геометрии.

3.1.4 Расчет на прочность и долговечность муфт блокировки межосевого дифференциала.

### 3.1.4.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид конструкции разрабатываемого изделия представлен на рисунке 3.13.

Приводим расчет зубчатых муфт с десятью кулачками.

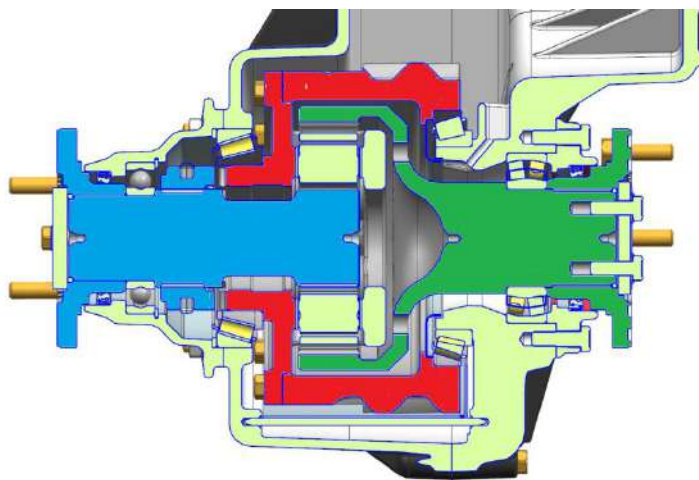


Рисунок 3.13 – Общий вид конструкции муфты блокировки межосевого дифференциала

1 – полумуфта приводного вала передней оси; 2 – полумуфта приводного вала тележки

Для расчетов использован метод конечных элементов. Конечно–элементная модель (КЭМ) муфты показана на рисунке 3.14. В КЭМ использованы объемные элементы. В зоне контакта полумуфт конечно–элементная сетка имеет сгущение. Материал – сталь 40ХС (изотропный материал, свойства которого описываются линейной диаграммой растяжения–сжатия для 1–4 расчетных случаев, для 5 и 6 расчетных случаев материал описан билинейной диаграммой растяжения–сжатия). Характеристики этого материала приведены в таблице 3.6 [29].

Таблица 3.6 – Характеристики материала

Материал	Модуль упругости E, Па	Коэффициент Пуассона, $\mu$	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Предел текучести, Па	Предел прочности, Па	Предел выносливости, Па
Сталь 40ХС	$2 \cdot 10^{11}$	0.3	7800	$1670 \cdot 10^6$	$1960 \cdot 10^6$	$1449 \cdot 10^6$

На рисунке 3.15 показаны расположения приведенных жесткостей и моментов инерции, где J1 – приведенный момент инерции вращающихся частей передней оси, C1 – приведенная жесткость карданного вала к передней оси; J2 –

приведенный момент инерции вращающихся частей раздаточной коробки (РК),  $J_3$  – приведенный момент инерции двигателя (ДВС), коробки передач (КП) и сцепления (СЦ),  $C_2$  – приведенная жесткость карданного вала между КП и РК;  $J_4$  – приведенный момент инерции вращающихся частей средней оси,  $C_3$  – приведенная жесткость карданного вала между средней осью и РК;  $J_5$  – приведенный момент инерции вращающихся частей задней оси,  $C_4$  – приведенная жесткость карданного вала между задней и средней осью.

Значения указанных выше величин приведены в таблице 3.7.

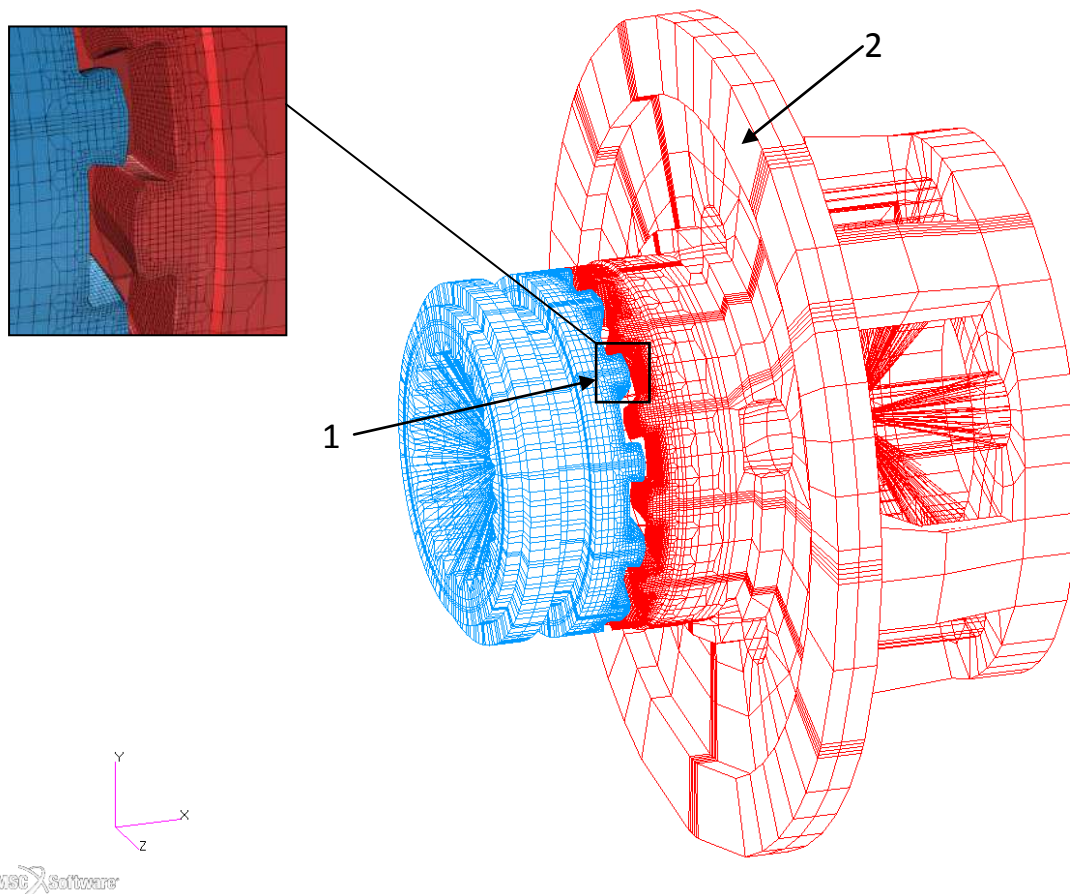


Рисунок 3.14 – Конечно–элементная модель муфты блокировки межосевого дифференциала

1 – полумуфта приводного вала передней оси; 2 – полумуфта приводного вала тележки

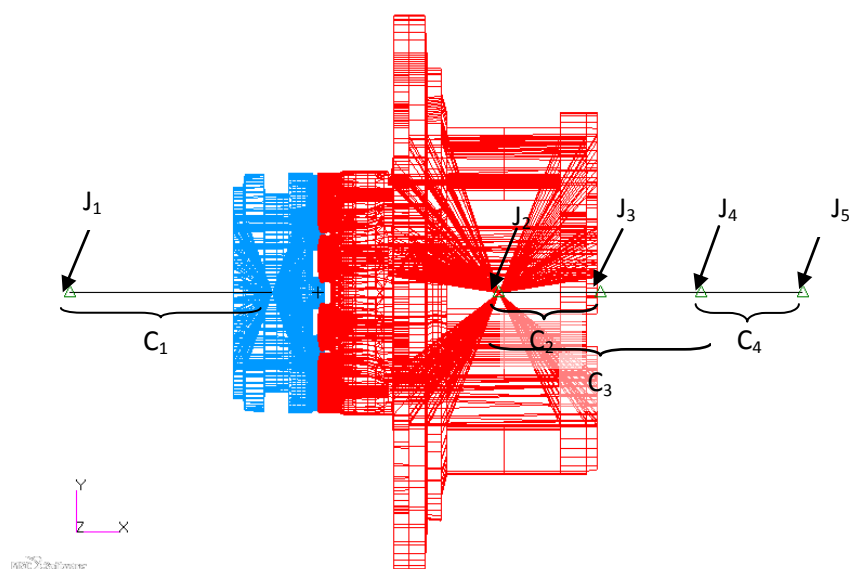


Рисунок 3.15 – Конечно–элементная модель муфты блокировки межосевого дифференциала с приведенными жесткостями и моментами инерции

Таблица 3.7 – Приведенные жесткости и моменты инерции

J, кг·м <sup>2</sup>	J <sub>1</sub>	144,20
	J <sub>2</sub>	0,51
	J <sub>3</sub>	1,86
	J <sub>4</sub>	144,20
	J <sub>5</sub>	144,20
C, Нм/рад	C <sub>1</sub>	2,36·10 <sup>5</sup>
	C <sub>2</sub>	3,55·10 <sup>6</sup>
	C <sub>3</sub>	1,26·10 <sup>6</sup>
	C <sub>4</sub>	4,60·10 <sup>5</sup>

### 3.1.4.2 Начальные и граничные условия, действующие нагрузки

Полумуфта 1 (рисунок 3.14) может свободно вращаться вокруг собственной оси и свободно передвигаться вдоль ОХ, полумуфта 2 может только вращаться вокруг собственной оси.

Полумуфта 1 имеет начальную скорость вращения вокруг собственной оси  $\omega_1$  и крутящий момент  $M_1$ , полумуфта муфта 2 имеет начальную скорость вращения вокруг собственной оси  $\omega_2$  и крутящий момент  $M_2$ .

К полумуфте 1 приложено давление  $p(t)$ , имитирующее давление в поршне двигающее одну муфту к другой и действие пружины электроклапана, возвращающую полумуфту 1 обратно. Схема приложения нагрузок приведена на рисунке 3.16.

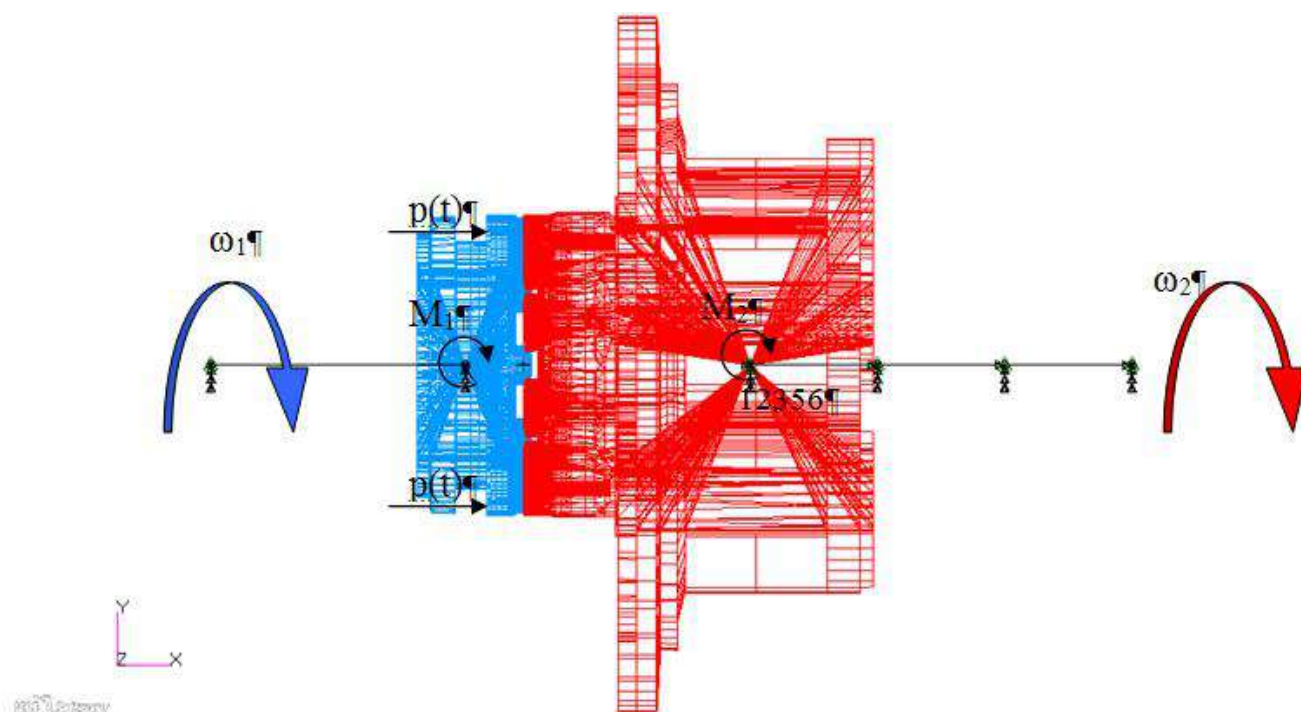


Рисунок 3.16 – Схема приложения нагрузок

Начальные условия приведены в таблице 6.



Таблица 3.8 – Начальные условия.

	Начальное поле скоростей $\omega$ , рад/с	Крутящий момент $M$ , Н·м
Расчетный случай 1		
Полумуфта 1	$\omega_1 = 75,63$	$M_1 = 1197$
Полумуфта 2	$\omega_2 = 0$	$M_2 = 0$
Расчетный случай 2		
Полумуфта 1	$\omega_1 = 61,05$	$M_1 = 395$
Полумуфта 2	$\omega_2 = -14,48$	$M_2 = 802$

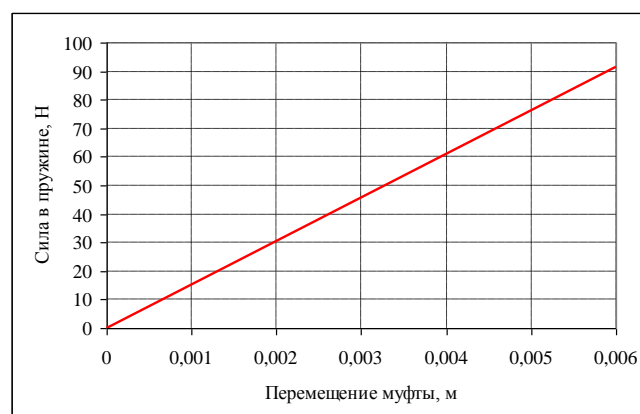
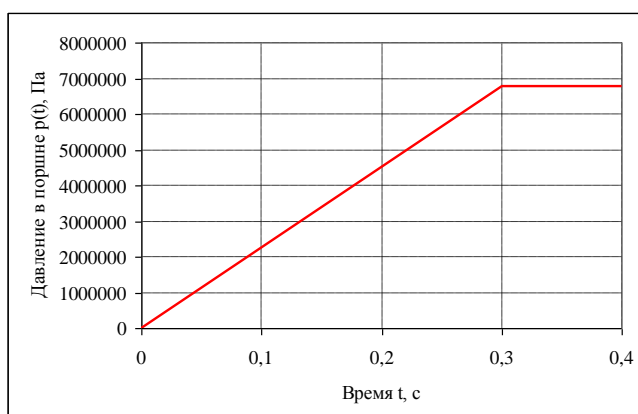


Рисунок 3.17 – Начальные условия привода блокировки

### 3.1.4.3 Результаты расчетов

#### Расчетный случай 1

На рисунках 3.18 – 3.20 представлены градиенты распределения полученных напряжений.

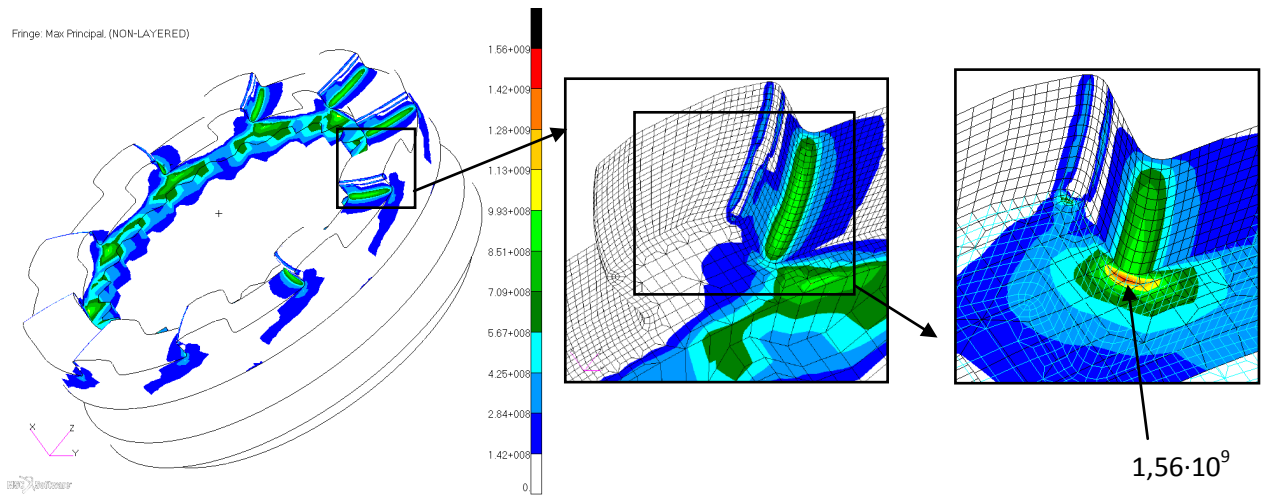


Рисунок 3.18 – Полумуфта 1, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

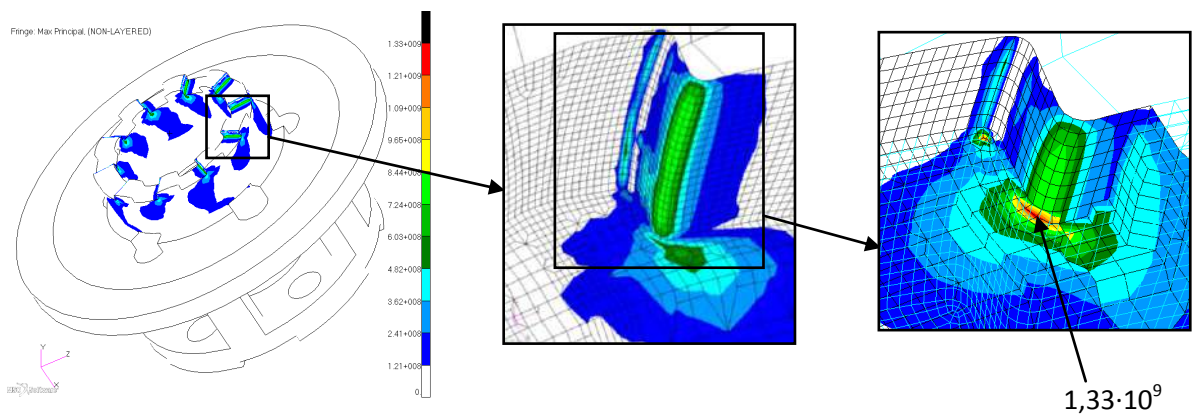
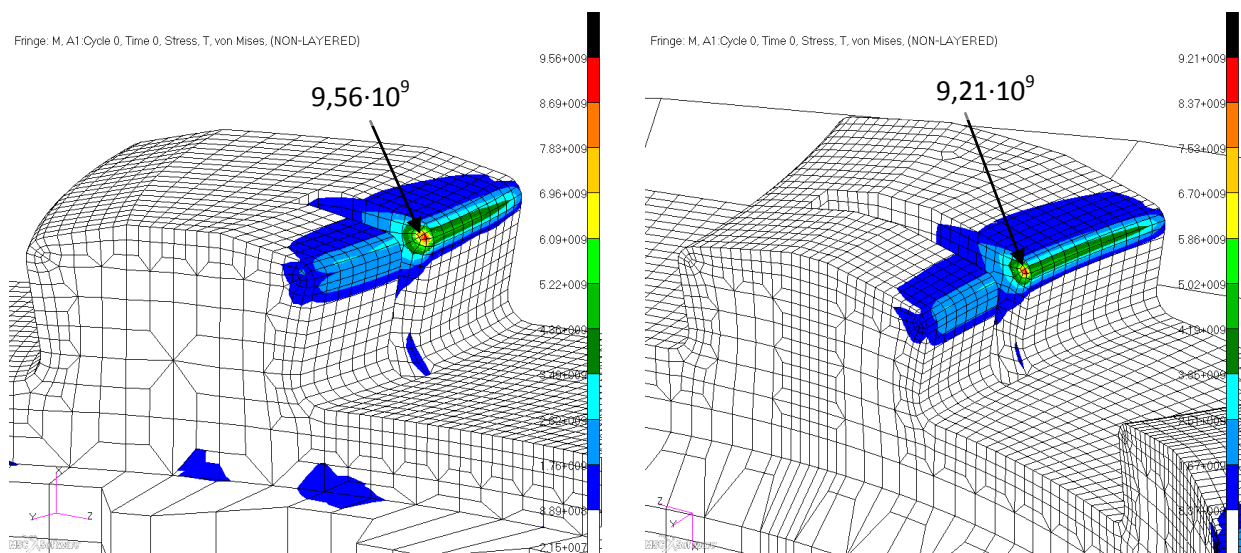


Рисунок 3.19 – Полумуфта 2, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па



а) б)  
Рисунок 3.20 – Огибающая Эквивалентных напряжений по Мизесу, действующих в кромке зуба, Па  
а – полумуфта 1, б – полумуфта 2

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

## Расчетный случай 2

На рисунках 3.21 –3.23 представлены градиенты распределения полученных напряжений.

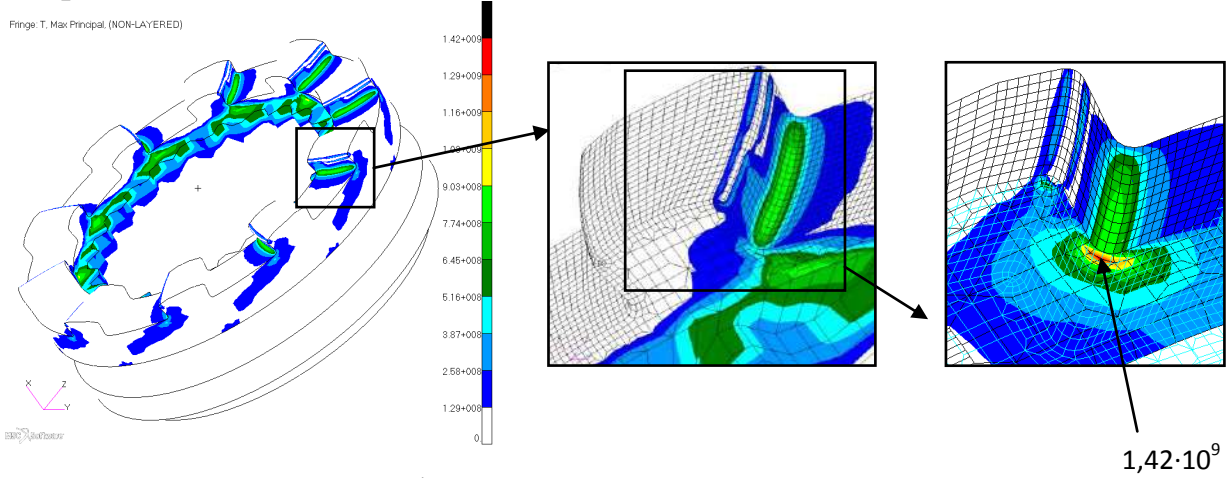


Рисунок 3.21 – Полушфута 1, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

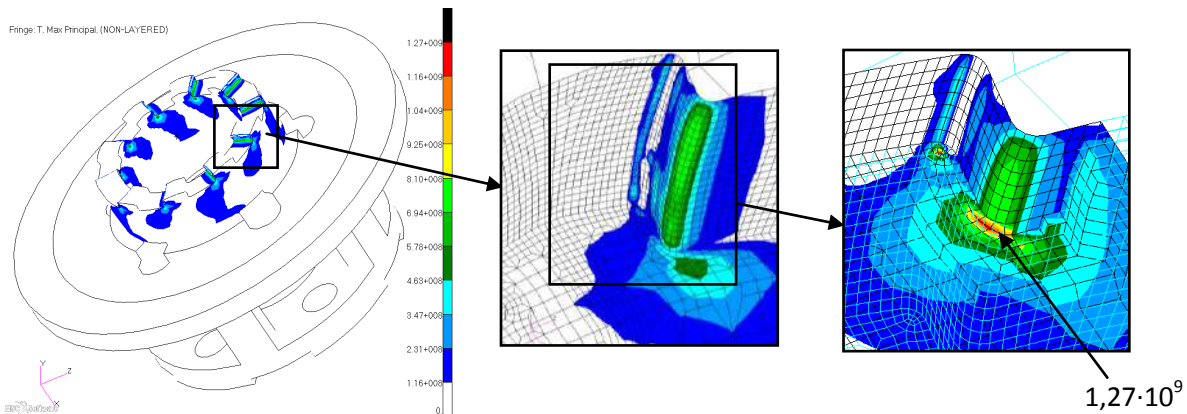


Рисунок 3.22 – Полушфута 2, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

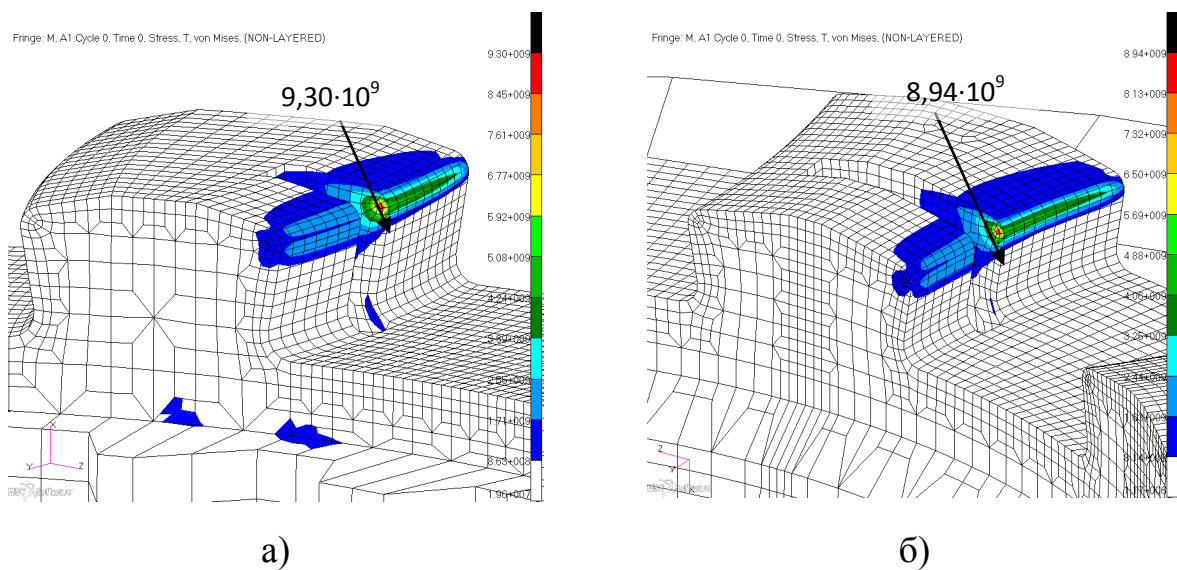


Рисунок 3.23 – Огибающая Эквивалентных напряжений по Мизесу, действующих в кромке зуба, Па (а – полушфута 1, б – полушфута 2)

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

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

93

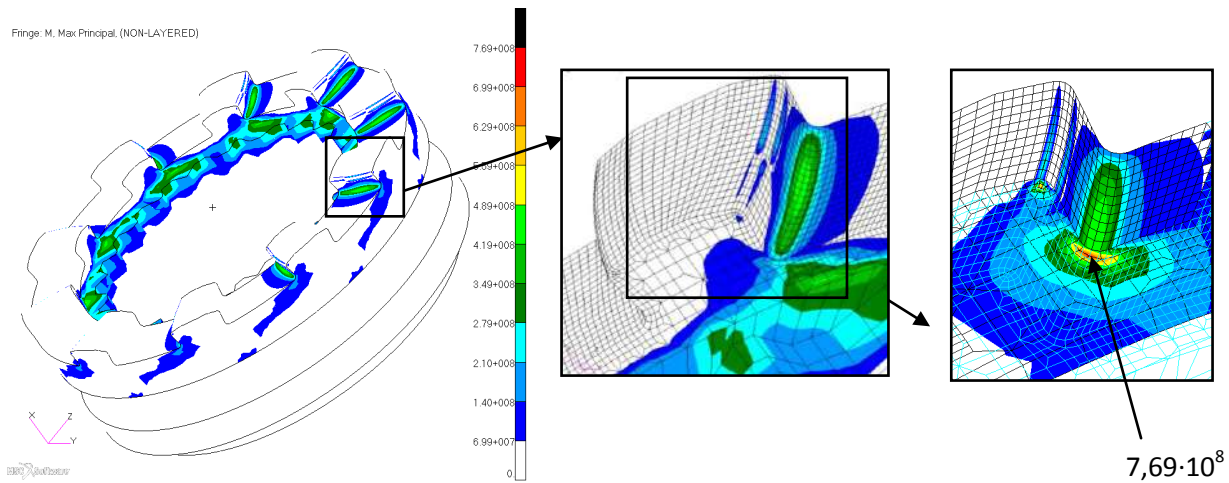


Рисунок 3.24 – Полумуфта 1, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

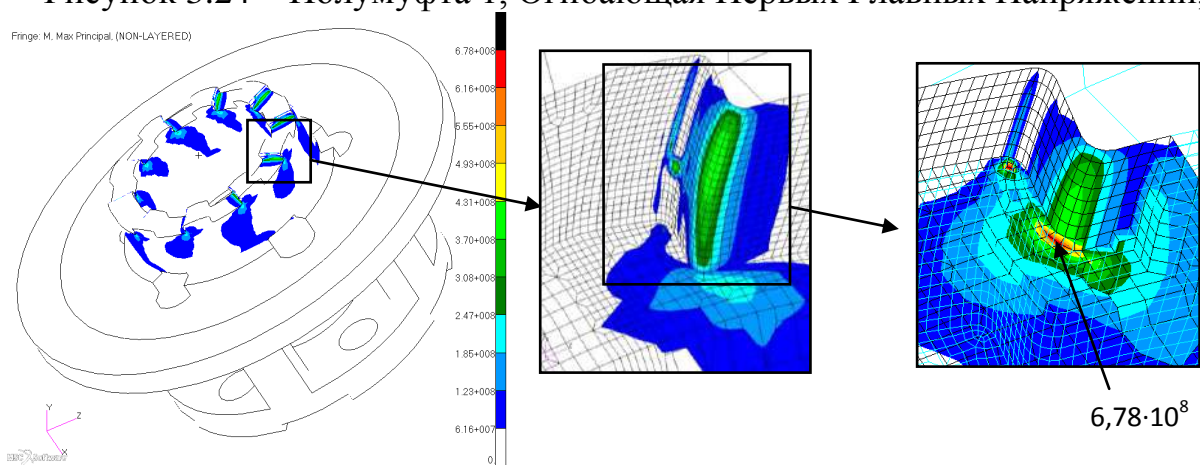


Рисунок 3.25 – Полумуфта 2, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

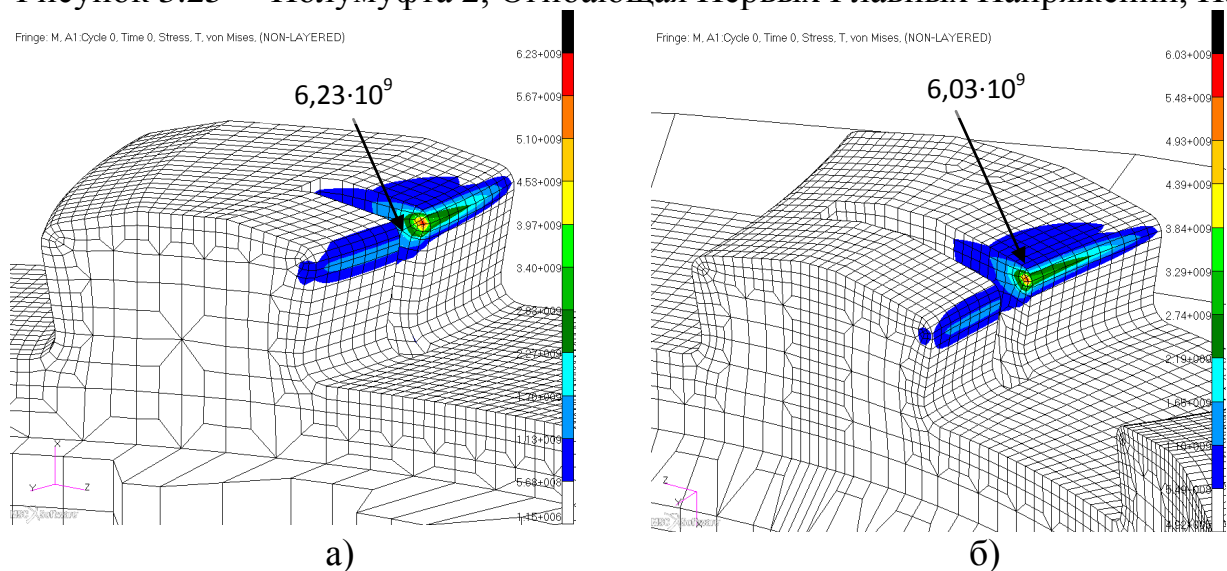


Рисунок 3.26 – Огибающая Эквивалентных напряжений по Мизесу, действующих в кромке зуба, Па (а – полумуфта 1, б – полумуфта 2)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

94



### Расчетный случай 4

На рисунках 3.27– 3.29 представлены градиенты распределения полученных напряжений.

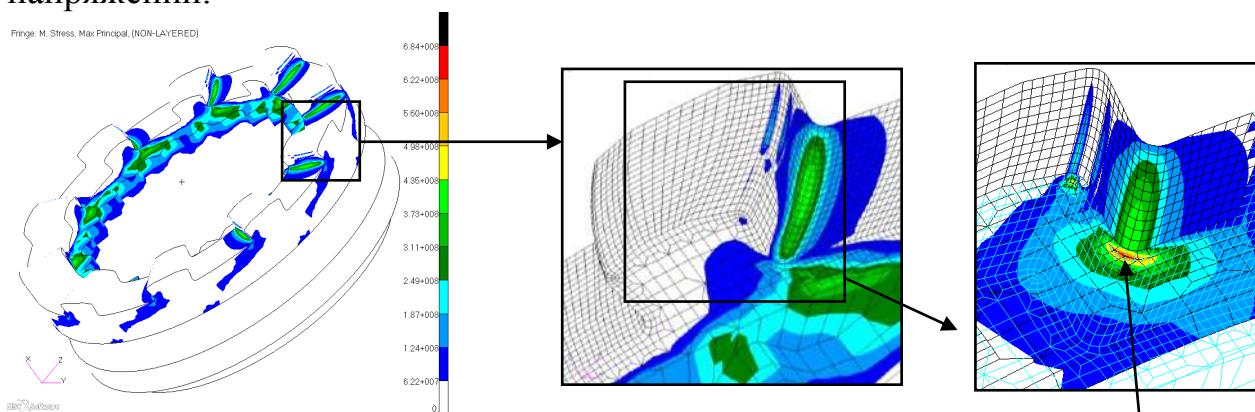


Рисунок 3.27 – Полумуфта 1, Огибающая Первых Главных Напряжений,  $6,84 \cdot 10^8$  Па

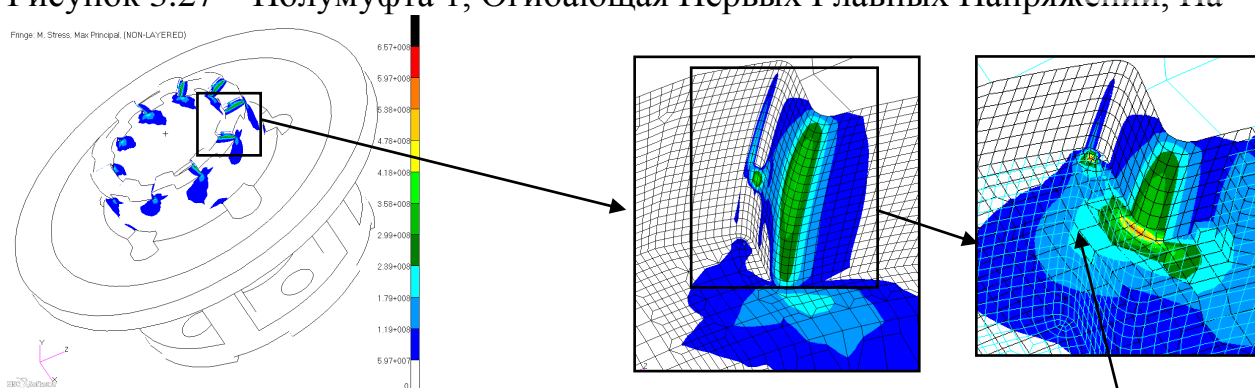
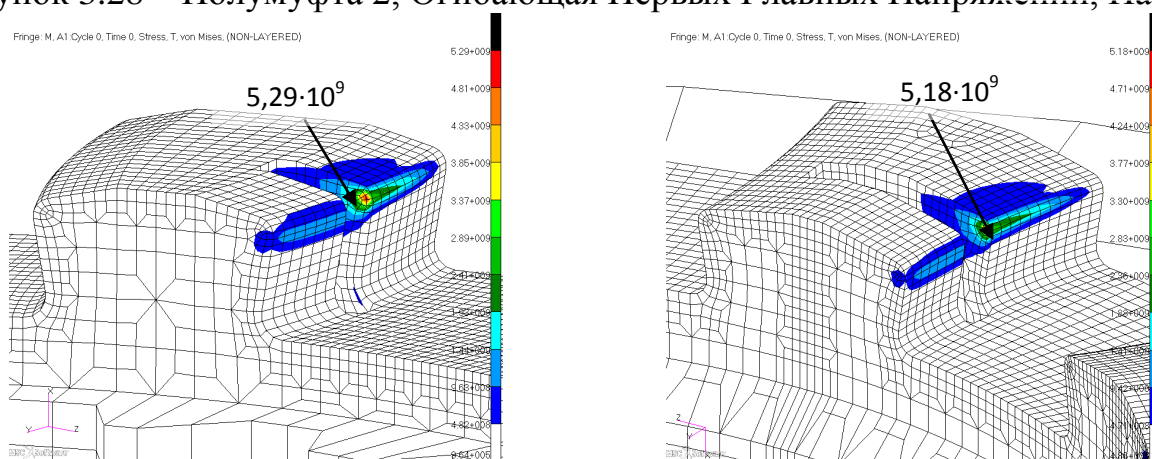


Рисунок 3.28 – Полумуфта 2, Огибающая Первых Главных Напряжений,  $6,57 \cdot 10^8$  Па



а)

б)

Рисунок 3.29 – Огибающая Эквивалентных напряжений по Мизесу, действующих в кромке зуба, Па (а – полумуфта 1, б – полумуфта 2)

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

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

95

### 3.1.4.4 Сравнение полученных результатов

Полученные результаты представлены в таблице 3.9

Таблица 3.9 – Результаты расчетов для десятикулачковой муфты

	Максимальные Первые Главные Напряжения, Па	Максимальные Эквивалентные напряжения (по Мизесу), Па	Запас по пределу прочности $\sigma_B=1960\text{МПа}$
Расчетный случай 1			
Полумуфта 1	$1,56 \cdot 10^9$	$9,56 \cdot 10^9$	0,21
Полумуфта 2	$1,33 \cdot 10^9$	$9,21 \cdot 10^9$	0,21
Расчетный случай 2			
Полумуфта 1	$1,42 \cdot 10^9$	$9,30 \cdot 10^9$	0,21
Полумуфта 2	$1,27 \cdot 10^9$	$8,94 \cdot 10^9$	0,22
Расчетный случай 3			
Полумуфта 1	$7,69 \cdot 10^8$	$6,23 \cdot 10^9$	0,32
Полумуфта 2	$6,78 \cdot 10^8$	$6,03 \cdot 10^9$	0,33
Расчетный случай 4			
Полумуфта 1	$6,84 \cdot 10^8$	$5,29 \cdot 10^9$	0,37
Полумуфта 2	$6,57 \cdot 10^8$	$5,18 \cdot 10^9$	0,38

Полученные значения напряжений существенно превышают допускаемые напряжения материала кулачковых муфт. Попытка блокировки дифференциала на указанных режимах приведет к поломке муфты.

Для определения допустимых скоростей вращения полумуфт был сформирован расчетный случай №5 путем пропорционального уменьшения действующих в момент включения нагрузок (скоростей вращения и крутящих моментов) для расчетного случая №1 (наиболее опасного с точки зрения действующих напряжений).

Расчетный случай 5

Исходные данные для расчетного случая №5 представлены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Начальные условия для расчетного случая №5

Расчетный случай 5		
	Начальное поле скоростей $\omega$ , рад/с	Крутящий момент $M$ , Н·м
Полумуфта 1	$\omega_1 = 4,202$	$M_1 = 83,17$
Полумуфта 2	$\omega_2 = 0$	$M_2 = 0$

На рисунках 3.30–3.32 представлены градиенты распределения полученных напряжений.

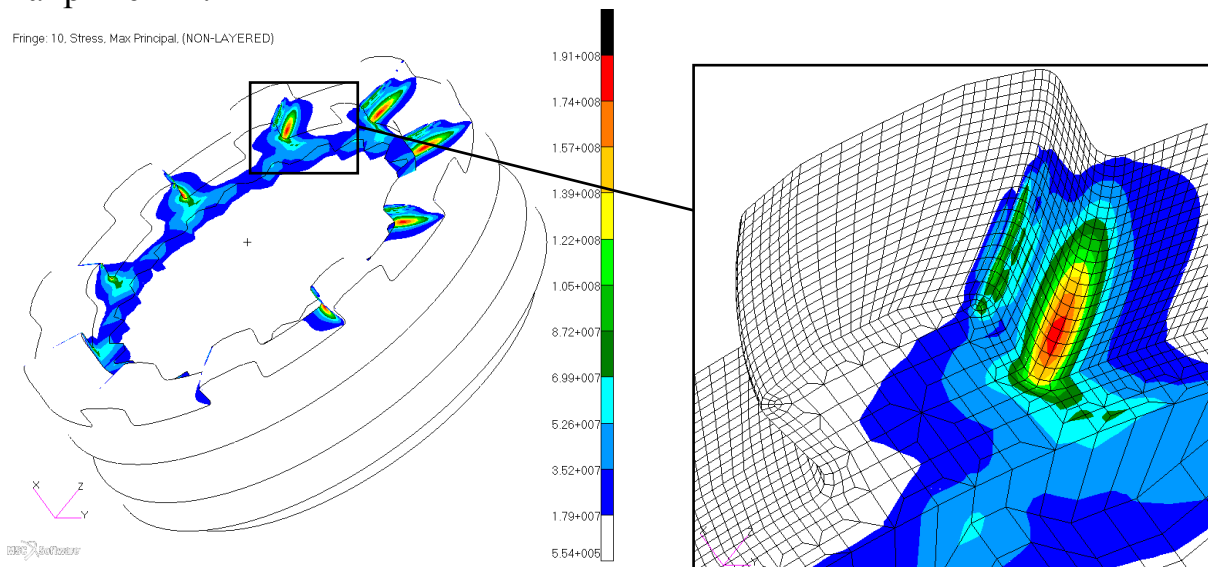


Рисунок 3.30 – Полумуфта 1, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

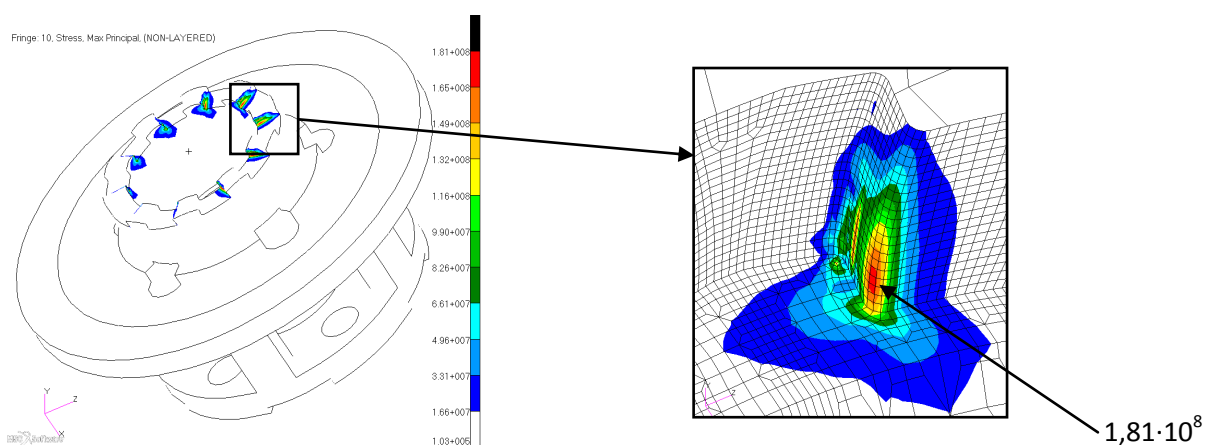


Рисунок 3.31 – Полумуфта 2, Огибающая Первых Главных Напряжений, Па

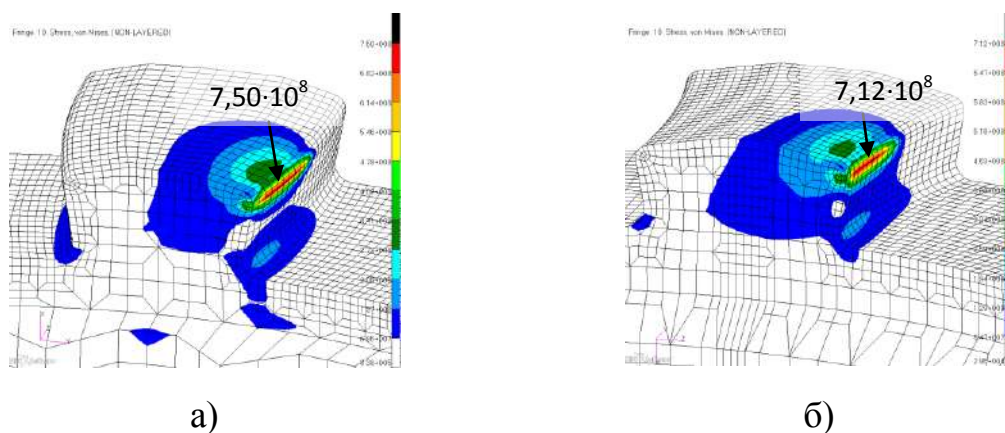


Рисунок 3.32 – Огибающая Эквивалентных напряжений по Мизесу, действующих в кромке зуба, Па (а – полумуфта 1, б – полумуфта 2)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

97



### 3.1.4.5 Выводы

Полученные результаты представлены в таблице 3.11

Таблица 3.11 – Результаты расчетов для десятикулачковой муфты

	Максимальные Первые Главные Напряжения, Па	Максимальные Эквивалентные напряжения (по Мизесу), Па	Запас по пределу прочности $\sigma_B=1960\text{МПа}$
Расчетный случай 1			
Полумуфта 1	$1,56 \cdot 10^9$	$9,56 \cdot 10^9$	0,21
Полумуфта 2	$1,33 \cdot 10^9$	$9,21 \cdot 10^9$	0,21
Расчетный случай 2			
Полумуфта 1	$1,42 \cdot 10^9$	$9,30 \cdot 10^9$	0,21
Полумуфта 2	$1,27 \cdot 10^9$	$8,94 \cdot 10^9$	0,22
Расчетный случай 3			
Полумуфта 1	$7,69 \cdot 10^8$	$6,23 \cdot 10^9$	0,32
Полумуфта 2	$6,78 \cdot 10^8$	$6,03 \cdot 10^9$	0,33
Расчетный случай 4			
Полумуфта 1	$6,84 \cdot 10^8$	$5,29 \cdot 10^9$	0,37
Полумуфта 2	$6,57 \cdot 10^8$	$5,18 \cdot 10^9$	0,38
Расчетный случай 5			
Полумуфта 1	$1,91 \cdot 10^8$	$7,50 \cdot 10^8$	2,6
Полумуфта 2	$1,81 \cdot 10^8$	$7,12 \cdot 10^8$	2,75

Согласно полученным результатам, максимально возможная разница угловых скоростей при включении рассматриваемой кулачковой муфты составляет 4,202 рад/с. Данная допустимая величина должна обеспечиваться средствами выравнивания угловых скоростей на колесах и приводных валах трансмиссии.

### 3.2 Расчет шлицевых соединений муфт включения переднего моста и блокировки дифференциала с валами

Одним из факторов работоспособности механизма включения переднего моста и блокируемого дифференциального механизма является обеспечение шлицевого подвижного/неподвижного соединения муфты включения и блокировки с валами (Рисунок 3.33). Как следствие, существует необходимость расчетов на прочность для всех применяемых шлицевых соединений муфт включения переднего моста и блокировок дифференциалов с валами.



Рисунок 3.33 – Шлицевое эвольвентное соединение

#### 3.2.1 Расчет шлицевого соединения муфт включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

##### 3.2.1.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид шлицевого соединения муфт включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала представлен на рисунке 3.34. Шлицевого соединения работает, соединяя вал солнечной шестерни дифференциала и муфт включения переднего моста, по боковым поверхностям шлицов.

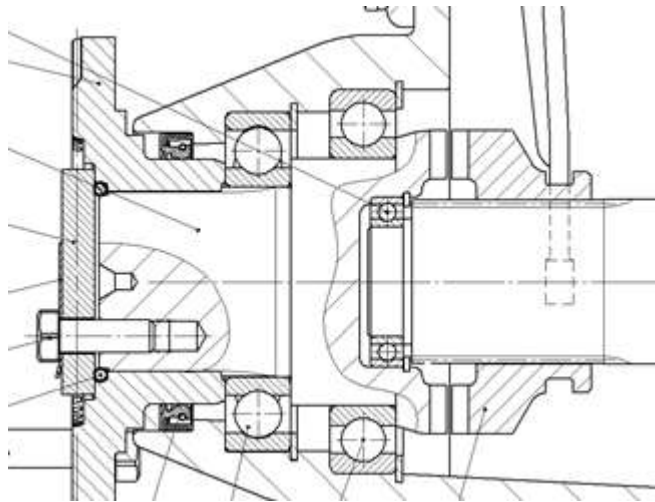


Рисунок 3.34 – Общий вид шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

### 3.2.1.2 Расчет шлицевого соединения на смятие

Для эвольвентных шлицевых соединений расчёт ведут по средним напряжениям смятия по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (20)$$

где

$T$  – номинальный вращающий момент в Нм;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям;

$l$  – рабочая длина соединения, мм;

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус шлицевого соединения, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$Z$  – число зубьев

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допустимые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 400$  МПа

Тогда определим напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} = \frac{10^3 \cdot 5637}{0,8 \cdot 42 \cdot 27,5 \cdot 5 \cdot 22} = 56,5 \text{ Мпа}$$

### 3.2.1.3 Вывод по расчету

Напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала не превышают допустимых

максимальных напряжений, коэффициент запаса прочности  $n=7,08$ . Шлицевой соединение работоспособно.

### 3.2.2 Расчет шлицевого соединения муфты блокировки межосевого дифференциала и вала солнечной шестерни дифференциала

#### 3.2.2.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид шлицевого соединения муфты блокировки межосевого дифференциала и вала солнечной шестерни дифференциала представлен на рисунке 3.35. Шлицевого соединения работает, соединяя муфту блокировки межосевого дифференциала и вал солнечной шестерни дифференциала, по боковым поверхностям шлицов.

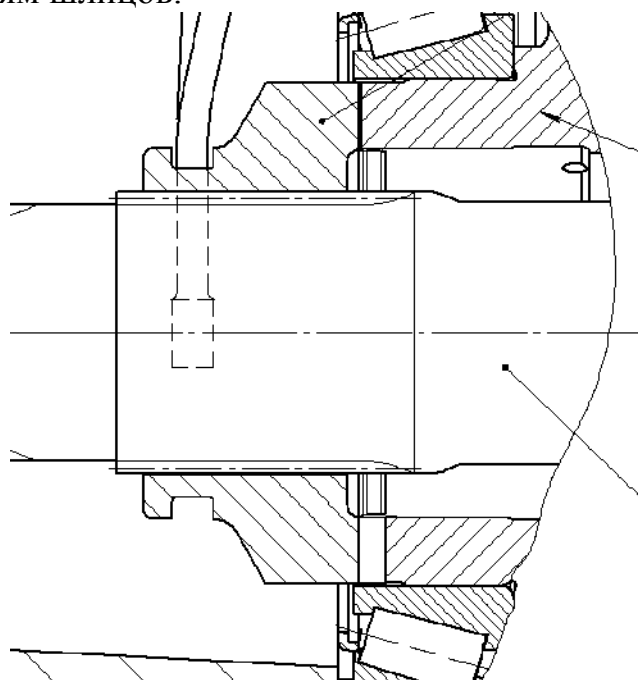


Рисунок 3.35 – Общий вид шлицевого соединения муфты блокировки межосевого дифференциала и вала солнечной шестерни дифференциала

#### 3.2.2.2 Расчет шлицевого соединения на смятие

Для эвольвентных шлицевых соединений расчёт ведут по средним напряжениям смятия по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{сп}} \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (21)$$

где

$T$  – номинальный вращающий момент в Нм;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям;

$l$  – рабочая длина соединения, мм;

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус шлицевого соединения, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$Z$  – число зубьев

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допустимые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 400$  МПа

Тогда определим напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} = \frac{10^3 \cdot 5637}{0,8 \cdot 48 \cdot 31,25 \cdot 5 \cdot 25} = 38,6 \text{ МПа}$$

### 3.2.2.3 Вывод по расчету

Напряжения смятия шлицевого соединения муфты блокировки межосевого дифференциала и вала солнечной шестерни дифференциала не превышают допустимых максимальных напряжений, коэффициент запаса прочности  $n=10,3$ . Шлицевое соединение работоспособно.

3.2.3 Расчет шлицевого соединения подвижной полумуфты включения главной передачи и полуоси.

#### 3.2.3.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид шлицевого соединения полумуфты включения главной передачи и полуоси представлен на рисунке 3.36. Шлицевое соединение работает, соединяя полумуфту включения главной передачи и полуось, по боковым поверхностям шлицов.

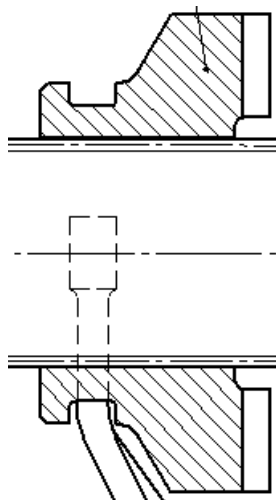


Рисунок 3.36 – Общий вид шлицевого соединения полумуфты включения главной передачи и полуоси

### 3.2.3.2 Расчет шлицевого соединения на смятие

Для эвольвентных шлицевых соединений расчёт ведут по средним напряжениям смятия по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (22)$$

где

$T$  – номинальный вращающий момент в Нм;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям;

$l$  – рабочая длина соединения, мм;

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус шлицевого соединения, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$Z$  – число зубьев

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допустимые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 400$  МПа

Тогда определим напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} = \frac{10^3 \cdot 12852}{0,8 \cdot 43 \cdot 23,75 \cdot 5 \cdot 19} = 166,6 \text{ Мпа}$$

### 3.2.3.3 Вывод по расчету

Напряжения смятия шлицевого соединения полумуфты включения главной передачи и полуоси не превышают допустимых максимальных напряжений, коэффициент запаса прочности  $n=2,4$ . Шлицевое соединение работоспособно.

3.2.4 Расчет шлицевого соединения неподвижной полумуфты включения главной передачи и вала дифференциала.

#### 3.2.4.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид шлицевого соединения неподвижной полумуфты включения главной передачи и вала дифференциала представлен на рисунке 3.37. Шлицевого соединения работает, соединяя полумуфту включения главной передачи и вал, по боковым поверхностям шлицов.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		103

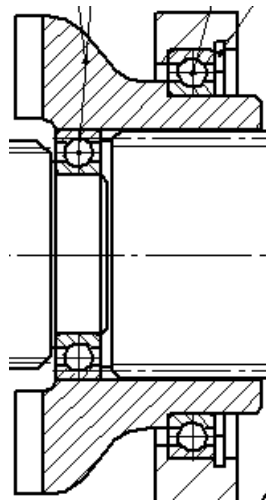


Рисунок 3.37 – Общий вид шлицевого соединения полумуфты включения главной передачи и вала

### 3.2.4.2 Расчет шлицевого соединения на смятие

Для эвольвентных шлицевых соединений расчёт ведут по средним напряжениям смятия по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (23)$$

где

$T$  – номинальный вращающий момент в Нм;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям;

$l$  – рабочая длина соединения, мм;

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус шлицевого соединения, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$Z$  – число зубьев

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допустимые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 400$  МПа

Тогда определим напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} = \frac{10^3 \cdot 12852}{0,8 \cdot 36 \cdot 25 \cdot 5 \cdot 20} = 179,5 \text{ МПа}$$

### 3.2.4.3 Вывод по расчету

Напряжения смятия шлицевого соединения муфты полумуфты включения главной передачи и вала не превышают допустимых максимальных напряжений, коэффициент запаса прочности  $n=2,2$ . Шлицевое соединение работоспособно.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		104



### 3.2.4 Расчет шлицевого соединения неподвижной полумуфты блокировки межколесного дифференциала и корпуса дифференциала.

#### 3.2.4.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид шлицевого соединения неподвижной полумуфты блокировки межколесного дифференциала и корпуса дифференциала представлен на рисунке 3.38. Шлицевого соединения работает, соединяя полумуфту блокировки межколесного дифференциала и корпуса дифференциала, по боковым поверхностям шлицов.

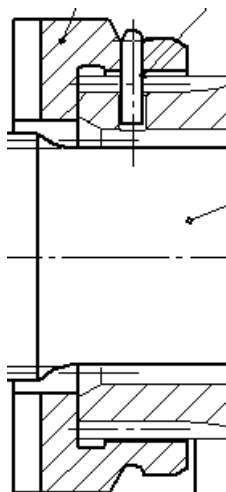


Рисунок 3.38 – Общий вид шлицевого соединения полумуфты блокировки межколесного дифференциала и корпуса дифференциала

#### 3.2.4.2 Расчет шлицевого соединения на смятие

Для эвольвентных шлицевых соединений расчёт ведут по средним напряжениям смятия по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (24)$$

где

$T$  – номинальный вращающий момент в Нм;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям;

$l$  – рабочая длина соединения, мм;

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус шлицевого соединения, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$Z$  – число зубьев

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допустимые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 400$  МПа

Тогда определим напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{cp} \cdot h \cdot Z} = \frac{10^3 \cdot 12852}{0,8 \cdot 24 \cdot 38 \cdot 5 \cdot 32} = 111 \text{ Мпа}$$

### 3.2.4.3 Вывод по расчету

Напряжения смятия шлицевого соединения муфты полумуфты блокировки межколесного дифференциала и корпуса дифференциала не превышают допустимых максимальных напряжений, коэффициент запаса прочности  $n=3,6$ . Шлицевой соединение работоспособно.

### 3.2.4 Расчет шлицевого соединения подвижной полумуфты блокировки межколесного дифференциала и вала дифференциала.

#### 3.2.4.1 Описание конструкции и постановка задачи

Общий вид шлицевого соединения подвижной полумуфты блокировки межколесного дифференциала и вала дифференциала представлен на рисунке 3.39. Шлицевого соединения работает, соединяя полумуфту блокировки межколесного дифференциала и вала дифференциала, по боковым поверхностям шлицов.

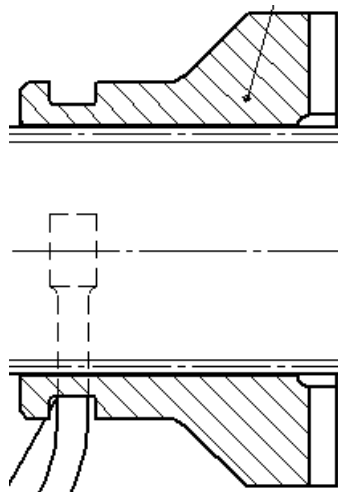


Рисунок 3.39 – Общий вид шлицевого соединения полумуфты блокировки межколесного дифференциала и вала дифференциала

#### 3.2.4.2 Расчет шлицевого соединения на смятие

Для эвольвентных шлицевых соединений расчёт ведут по средним напряжениям смятия по формуле:

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		106

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (25)$$

где

$T$  – номинальный вращающий момент в Нм;

$\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по зубьям;

$l$  – рабочая длина соединения, мм;

$r_{\text{ср}}$  – средний радиус шлицевого соединения, мм;

$h$  – высота зуба, мм;

$Z$  – число зубьев

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допустимые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 400$  МПа

Тогда определим напряжения смятия шлицевого соединения муфты включения переднего моста и вала солнечной шестерни дифференциала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T}{\varepsilon \cdot l \cdot r_{\text{ср}} \cdot h \cdot Z} = \frac{10^3 \cdot 12852}{0,8 \cdot 61 \cdot 25 \cdot 5 \cdot 20} = 106 \text{ Мпа}$$

### 3.2.4.3 Вывод по расчету

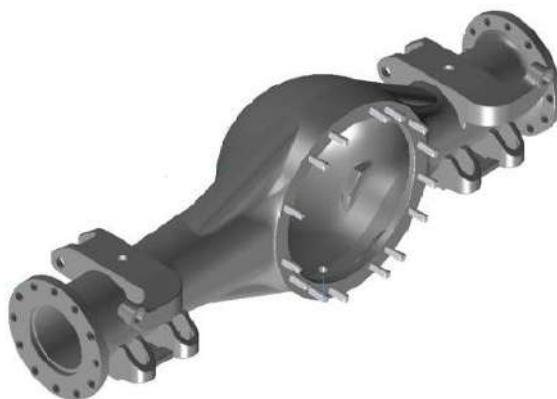
Напряжения смятия шлицевого соединения муфты полумуфты блокировки межколесного дифференциала и вала дифференциала не превышают допустимых максимальных напряжений, коэффициент запаса прочности  $n=3,77$ . Шлицевой соединение работоспособно.

## 3.3 Расчет картера моста

### 3.3.1 Описание конструкции и постановка задачи

В связи с тем, что в картер моста внесены изменения, а он является несущей конструкцией, проведем расчет на прочность.

Балка мостам – вертикальный банджо литой конструкции из чугуна с шаровидным графитом. Общий вид конструкции разрабатываемого изделия представлен на рисунке 3.40.



					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		107

Рисунок 3.40 – Картер переднего моста автомобиля КАМАЗ–65222

Так как картер моста имеет сложную геометрическую форму, для расчетов использован метод конечных элементов. Конечно–элементная модель (КЭМ) картера показана на рисунке 3.34. В КЭМ использованы объемные элементы. В зонах скругления картера конечно–элементная сетка имеет сгущение. Материал – чугун ВЧ–50. Характеристики этого материала приведены в таблице 3.12 [43].

Таблица 3.12 – Характеристики материала

Материал	Предел кратковременной прочности $S_B$ , МПа	Предел пропорциональности (предел текучести для остаточной деформации) $S_B$ , МПа	Плотность, $кг/м^3$	Относительное удлинение после разрыва $\sigma_5$ , %	Твердость по Бринеллю, [МПа]
Чугун ВЧ 50	500	320	7200	7	153 – 245

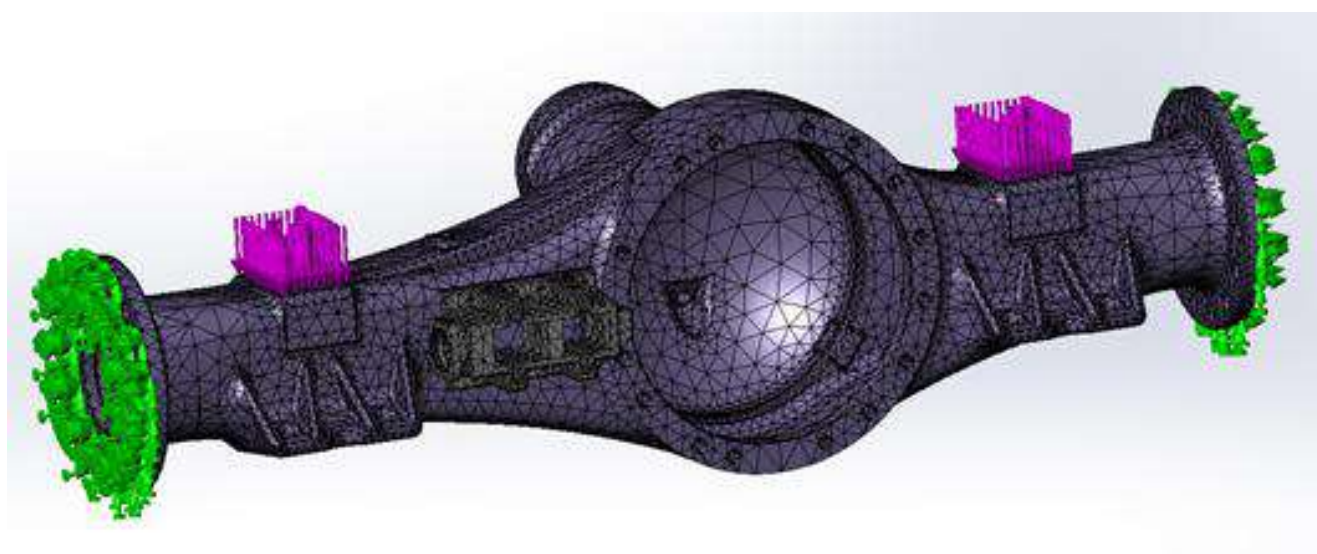


Рисунок 3.41 – Конечно–элементная модель картер переднего моста

### 3.2.2 Начальные и граничные условия, действующие нагрузки

На рисунке 3.41 показаны силы и ограничения приложенные к картеру ведущего моста. Картер моста полностью ограничен за фланцы крепления корпусов поворотных кулаков. К площадкам крепления рессор приложена сила равная массе приходящейся на передний мост при полной массе автомобиля (8000кг) помноженной на динамический коэффициент 2 и коэффициент перераспределения нагрузки на передний мост при торможении 1,1.

### 3.2.3 Результаты расчетов

На рисунках 3.42 представлены градиенты распределения полученных напряжений в местах крепления корпуса подключения главной передачи.

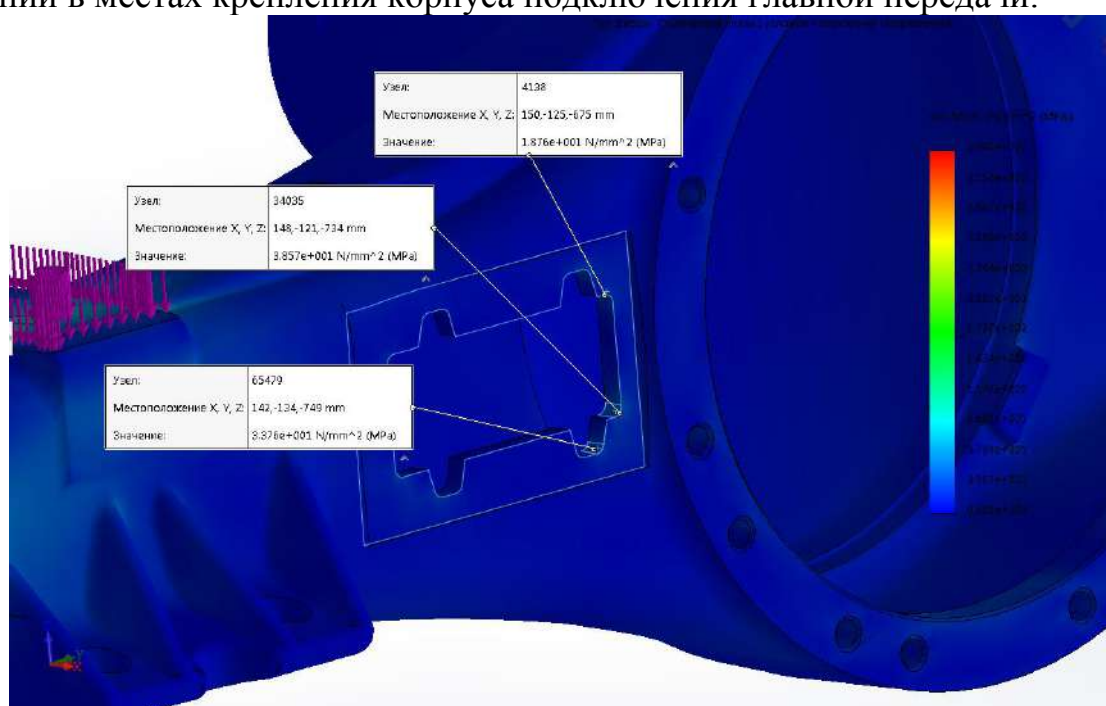


Рисунок 3.42 – Напряжений в местах крепления корпуса

Максимальные напряжения в картере ведущего моста в области площадок крепления рессор – 244 Мпа, максимальное напряжений в местах крепления корпуса подключения главной передачи – 33,8 Мпа.

### 3.2.4 Выводы

Полученные значения напряжений не превышают допусковые напряжения материала катера моста, коэффициент запаса прочности  $n=1,31$ . Внесенные изменения в конструкцию картера ведущего моста не повлияли на его прочностные показатели.

Выводы по разделу три

В данном разделе выпускной квалификационной работы произведен расчет на прочность и долговечность зубчатых муфт подключения переднего моста и блокировки межколесного и межосевого дифференциала, и описаны их конструкции и произведены расчеты на контактную и изгибную прочность. А также произведен расчет на смятие шлицевых эвольвентных соединений, проверочный расчет прочностных показателей картера переднего моста.

Расчеты подтвердили работоспособность разрабатываемого изделия.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		110

## 4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 4.1 Введение

В машиностроении стадия 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 .

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 [13].

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		111



## 4.2 Описание детали и ее назначения

Деталь изображена на рисунке 4.1.

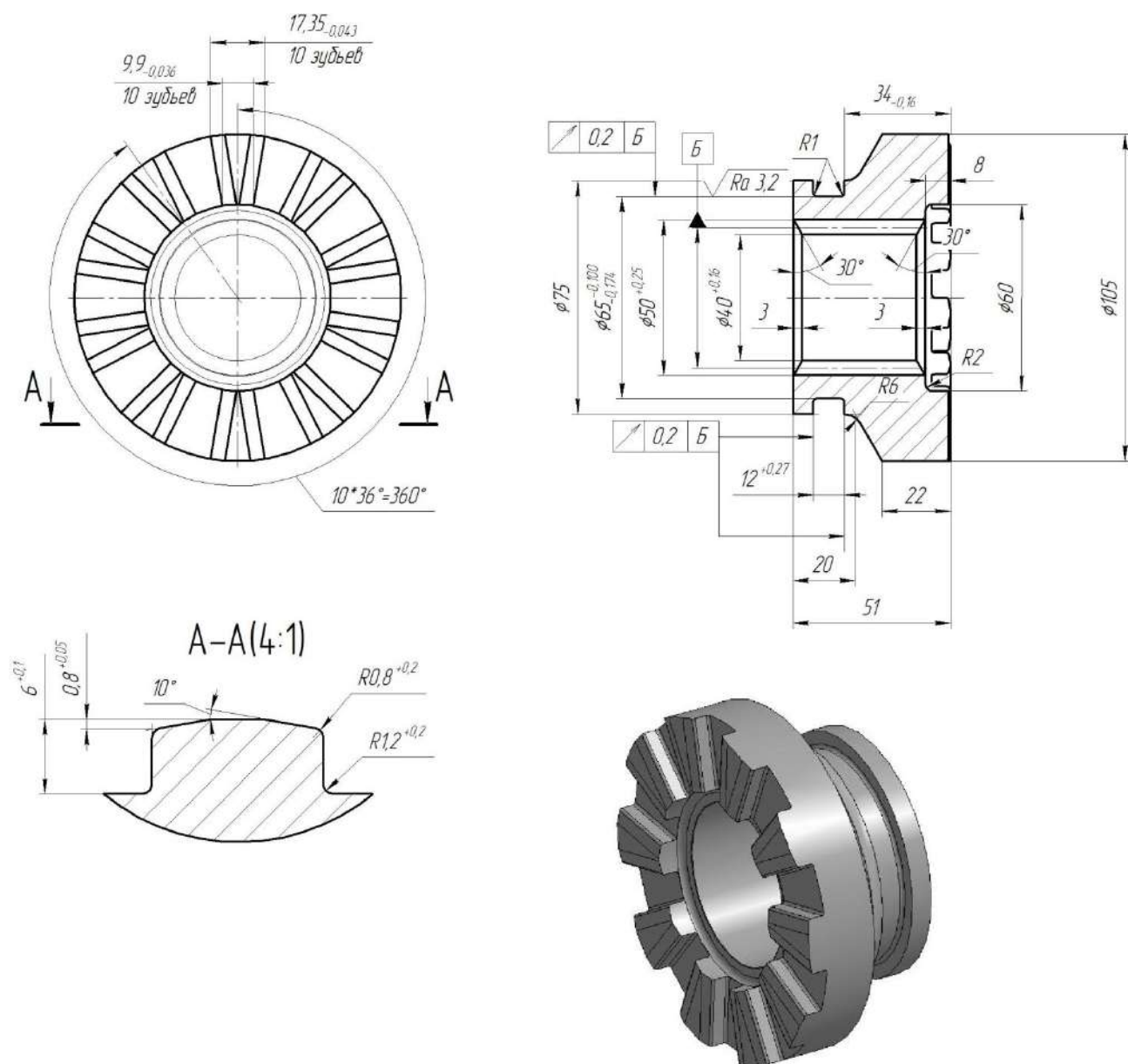


Рисунок 4.1 – Кулачковая муфта включения главной передачи автомобиля КАМАЗ – 65222

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. Предпочтительным видом получения заготовки для данной детали является штамповка.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

112

Конфигурация детали диктует следующий порядок обработки заготовки:

000 – заготовительная

005 – токарная с ЧПУ (2 установка)

010 – протяжная

015 – токарная с ЧПУ

020 – фрейзерная

В таблице 4.1 представлен технологический процесс изготовления детали «Кулачковая муфта блокировки».

Таблица 4.1 – Технологический процесс изготовления детали «Кулачковая муфта»

Операция	Эскиз обработки детали	Инструмент
000 – заготовительная (штамповка)		Штамповочный пресс Trumpf TRUMATIC 200 [14]

Продолжение таблицы 4.1

Операция	Эскиз обработки детали	Инструмент
<p>005 – токарная с ЧПУ (2 установа)</p> <p>1 установ</p> <p>2 установ</p>	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Ra\ 12,5}</math></p>	<p>Станок токарный патронно- центральной с ЧПУ 16К20Ф3 [15]</p>

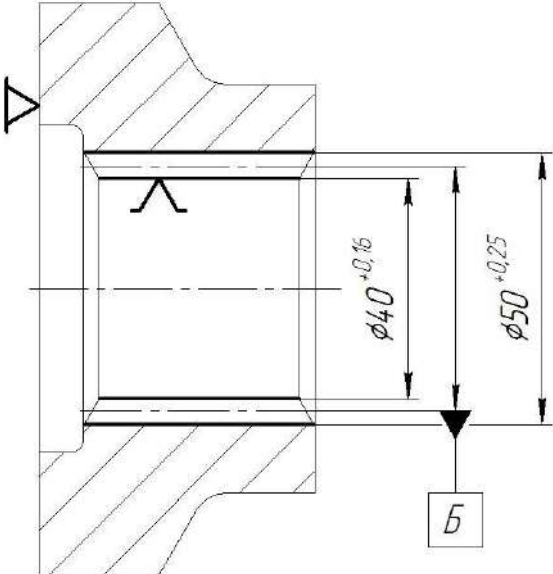
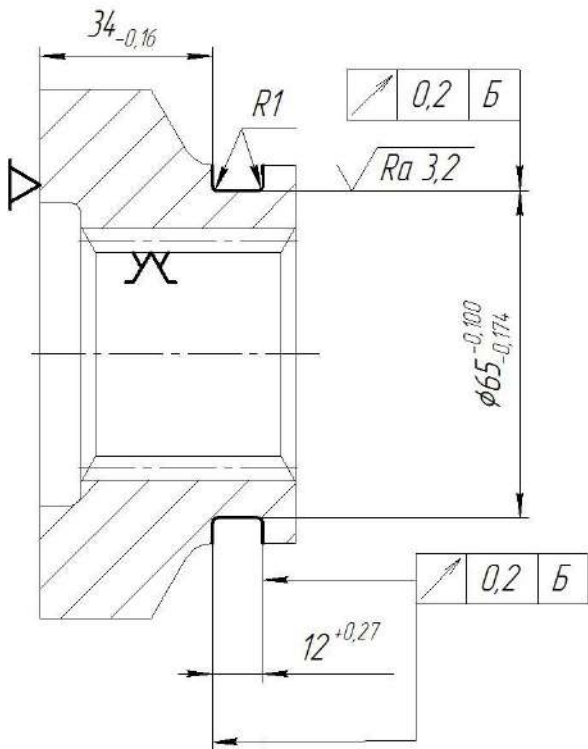
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

114

Продолжение таблицы 4.1

Операция	Эскиз обработки детали	Инструмент
010 – протяжная	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Ra\ 6,3}</math></p> 	Горизонтально– протяжной станок 7Б55 [16]
015– токарная с ЧПУ	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Ra\ 2,5}</math></p> 	Станок токарный патронно– центральной с ЧПУ 16К20Ф3 [15]

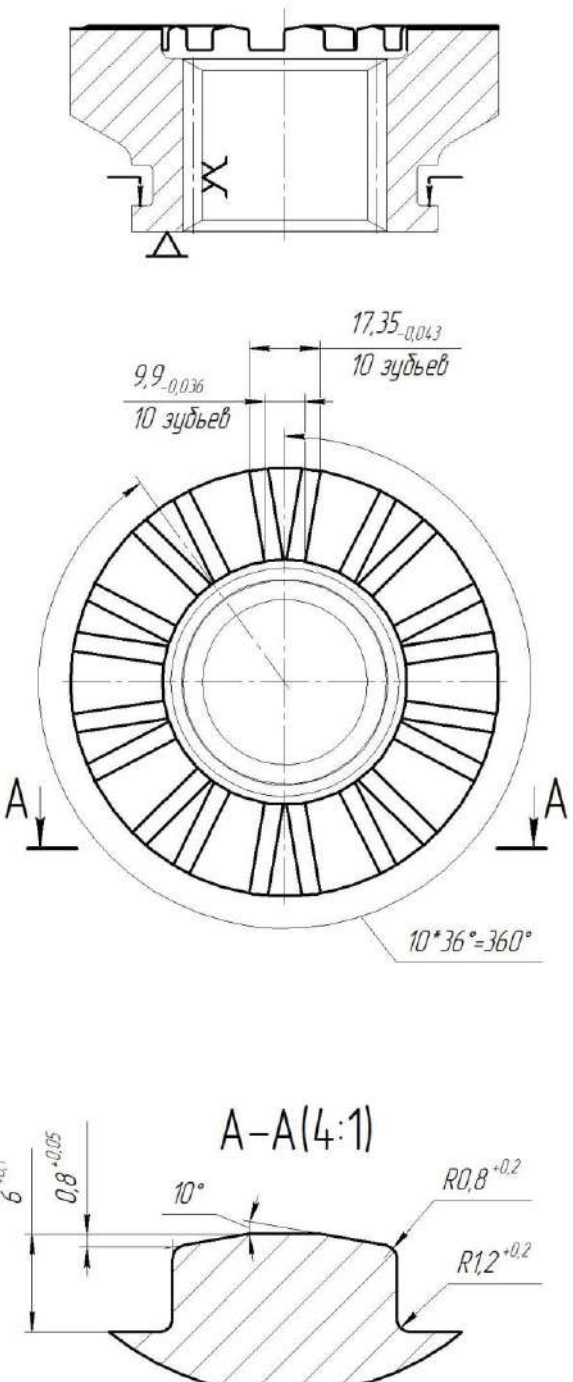
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

115

Окончание таблицы 4.1

Операция	Эскиз обработки детали	Инструмент
<p>020– фрейзерная с ЧПУ</p>	<p style="text-align: right;"><math>\sqrt{Rz\ 3,2}</math></p>  <p>The drawing includes three views of a gear component:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><b>Cross-section:</b> Shows the gear teeth and a central hub with a diameter of <math>17,35_{-0,043}</math>. A surface texture symbol <math>\sqrt{Rz\ 3,2}</math> is present.</li> <li><b>Front view:</b> Shows 10 teeth with a pitch diameter of <math>9,9_{-0,036}</math> and a total width of <math>10</math> зубьев. The angle between teeth is <math>10^\circ \cdot 36 = 360^\circ</math>. Section lines A-A are shown.</li> <li><b>Detail view A-A (4:1):</b> Shows a tooth profile with a total height of <math>6^{+0,1}</math>, a fillet radius of <math>R0,8^{+0,05}</math>, a chamfer angle of <math>10^\circ</math>, and two fillet radii: <math>R0,8^{+0,2}</math> and <math>R12^{+0,2}</math>.</li> </ul>	<p>Фрезерный 5–ти координатный станок с ЧПУ RAIS M500/5 [17]</p>

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

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

116

Выводы по разделу четыре

Представленный маршрутно–операционный технологический процесс обеспечивает выполнение всех требований конструкторской документации за счет выполнения принципов совмещения баз и определенности базирования.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		117

## 5 ОРГАНИЗАЦИОННО–ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

### 5.1 Организационный раздел

Экономическая часть выпускной квалификационной работы является не менее важной, чем конструкторская или технологическая. В ней проводится анализ целесообразности производства проектируемого изделия, с точки зрения экономической эффективности. В условиях рыночных отношений и конкурентной борьбы между производителями, в том числе и продукции военного назначения, необходимо учитывать рентабельность производства, единовременные и текущие затраты, экономический эффект, срок окупаемости капитальных вложений и т. д. Без учёта экономических параметров нельзя приступать к производству изделия, потому что оно может оказаться невыгодным для предприятия и привести к его разорению [18].

В последнее время роль экономического анализа постоянно повышается, так как в нашей стране установилась система рыночных отношений, и при выходе на мировой рынок нужно стремиться к тому, чтобы, не уступая в качестве изделие было дешевле в производстве и эксплуатации, нежели аналоги в других странах.

Планирование и управление различными комплексами работ предполагают использование моделей (графиков) проектов или разработок, достаточно полно отражающих в той или иной форме взаимосвязи и характеристики работ, которые предстоит выполнить. Традиционные методы планирования предполагают использование простейших моделей типа ленточных план–графиков Ганнта, которые позволяют отразить календарные сроки начала и окончания каждого вида работы и длительность цикла выполнения всего комплекса работ. Ленточные графики составляют в пределах заданного, а не расчетного срока выполнения всего комплекса работ. На основании ленточного графика бюро планирования составляет рабочие платы – графики работы подразделений предприятия. Руководители подразделений составляют задания исполнителям с указанием сроков начала и окончания работ. Этот план–график мы и будем использовать в качестве плана, чтобы обеспечить организованное и своевременное выполнение работ по проектированию.

При расчете трудоемкости и длительности этапов НИОКР могут быть приняты события и работы выпускного проектирования. Расчет трудоемкости этапов НИОКР проводится на основе нормативной базы. Для расчета трудоемкости этапов НИОКР предлагаю воспользоваться методом экспертных оценок.

Этот метод можно использовать для определения трудоемкости этапов НИОКР, не имеющих аналогов. Так, для определения времени выполнения работы ( $t_{ож}$ ) дается оптимистическая ( $t_{min}$ ) и пессимистическая ( $t_{max}$ ) оценка. Величину  $t_{ож}$  определяют по формулам:

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		118



$$t_{i-joж} = \frac{3t_{max} + 2t_{min}}{5}; \quad (26)$$

$$t_{i-joж} = 0,6t_{i-jmin} + 0,4t_{i-jmax} . \quad (27)$$

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		119

№ п.п.	Этап работ	Исполнители		Продолжительность	Рабочие дни					
		Категория	Кол-во		1-5	6-10	11-15	16-20	21-25	... 85-90
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	Консультант по эконом. части Инженер	1 1	10	—	—	—	—	—	—
7	Раздел БЖД	Консультант БЖД Инженер	1 1	10	—	—	—	—	—	—
8	Заключение	Инженер.	1	3	—	—	—	—	—	—

Рисунок 5.1 – План-график Гантта (ленточный) выполнения НИОКР

## 5.2 Экономический раздел

### 5.2.1 Описание конструкции

Система автоматического подключения полного привода и автоматическая блокировка межосевого и межколесного дифференциала КАМАЗ 65222 предназначена для: повышения эксплуатационных характеристик путем снижения расхода топлива и времени включения блокировки; предотвращения поломки трансмиссии при выезде на дорогу с высоким коэффициентом сцепления; повышения эффективности грузоперевозок; повышения комфорта и снижения утомляемости водителя.

### 5.2.2 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 (ГОСТ 15.467–79) [37].

За образец взят КАМАЗ 43105 6x6 с грузоподъемностью 7000 кг [1].

Анализ производится на оценки перспективности и конкурентоспособности. Оценка производится по обобщённому критерию технического уровня  $K_1$ , который представляет собой отношение суммы относительных величин ранжированных параметров, вычисленных по отношению к соответствующим параметрам образцов отечественного производства, к приведённому числу параметров.

Сравниваемые параметры являются техническими данными, расположенными в ранжированной последовательности:

- Мощность двигателя, кВт;
- Снаряженная масса, кг;
- Дорожный просвет, мм;
- Ширина колеи, мм;

Для каждого параметра определим коэффициент весомости:

$$G_i = \frac{i}{2^{i-1}}, \quad (28)$$

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

Результаты расчётов сведены в таблицу 5.2, а параметры сравниваемых конструкций – в таблицу 5.1.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		121

Таблица 5.1 – Параметры сравниваемых конструкций

№ параметра	КАМАЗ 43105	КАМАЗ 65222
1	154	265
2	8200	14350
3	365	380
4	2010	2096

Таблица 5.2 – Коэффициенты весомости

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

Определим коэффициент технического уровня:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^s K_{n_i} \cdot G_i}{\sum_{i=1}^s G_i} \quad (29)$$

где  $K_{n_i} = \frac{B}{B_0}$  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;

$s$  – количество рассматриваемых параметров.

Тогда:

$$K_1 = \frac{\frac{365}{154} \cdot 1 + \frac{14350}{8200} \cdot 1 + \frac{380}{365} \cdot 0,75 + \frac{2096}{2010} \cdot 0,5}{1 + 1 + 0,75 + 0,5} = 1,55$$

Таблица 5.3 – Коэффициенты оценки конкурентоспособности

Значение критериев	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 разработка	(неконкурентоспособная)
----------------------	-------------------------------	-------------------------

Критерий конкурентоспособности проектируемой конструкции равен 1,55, то есть  $> 1,4$ . Это говорит о том, применение система автоматического подключения полного привода и автоматическая блокировка межосевого и межколесного дифференциала на КАМАЗе 65222 является весьма перспективной разработкой.

### 5.2.3 Оценка себестоимости проекта

Оценку себестоимости разработки система автоматического подключения полного привода и автоматическая блокировка межосевого и межколесного дифференциала КАМАЗ 65222 будем осуществлять нормативным методом расчета затрат.

В действующих в настоящее время нормативных документах в области бухгалтерского учета и налогообложения используется понятие «расходы организации». Допускается применение терминов: «смета затрат» – применительно к сфере материального производства и «сметная стоимость темы» – применительно к научным организациям.

Укрупненно смету затрат на выполнение темы (сметную себестоимость)  $C_{см}$  можно представить как сумму следующих типовых статей затрат

$$C_{см} = C_M + C_{з.п.осн} + C_{с.с.}, \quad (30)$$

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

#### 1 Прямые материальные затраты:

Для осуществления разработки инженеру необходим один комплект компьютерной техники.

$C_{ПЭВМ}$  – стоимость одного комплекта компьютерной техники;

$$C_{ПЭВМ} = C_{СБ} + C_M + C_{Пр} + C_k + C_m + C_{сф}, \quad (31)$$

где  $C_{СБ} = 27495$  руб. – стоимость системного блока ПЭВМ [19];

$C_M = 3995$  руб. – стоимость монитора терминала [19];

$C_{Пр} = 2995$  руб. – стоимость принтера [19];

$C_k = 300$  руб. – стоимость клавиатуры [19];

$C_m = 150$  руб. – стоимость мыши [19];

$C_{cf} = 265$  руб. – стоимость сетевого фильтра [19];

$C_{ПЭВМ} = 27495 + 3995 + 2995 + 300 + 150 + 265 = 35200$  руб.

Бумага снегурочка, А4, 80г/м<sup>2</sup>, 146%, 500л = 230руб. [19];

Стол компьютерный 3924 руб. [19];

Программное обеспечение КОМПАС 3D V16 = 110000 руб. [19];

$C_M = 35200 + 230 + 3924 + 110000 = 149354$  руб.

2 Основная заработная плата:

Заработная плата инженера. Определяется из расчета отработанных часов, оплата 120руб./ час, рабочий день 10 часов, рабочих дней 86.

$Z_{и} = 120 \cdot 86 = 103200$  руб .

Заработная плата руководителя темы. Определяется из расчета отработанных часов, оплата 150руб./ час, рабочий день 10 часов, рабочих дней 45.

$Z_{рк} = 150 \cdot 45 = 67500$  руб

Заработная плата консультантов. Определяется из расчета отработанных часов, оплата 100руб./ час, рабочий день 5 часов, рабочих дней 10.

$Z_{к} = 100 \cdot 50 = 5000$  руб

$C_{з.п.осн} = Z_{и} + Z_{рк} + Z_{к} = 103200 + 67500 + 5000 + 5000 = 180700$  руб.

5 Отчисления на социальное страхование принимается равными 26% от  $Z_{п}$

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

Сметная себестоимость проекта получается равной:

$C_{см} = 149354 + 180700 + 46982 = 377036$  руб.

#### 5.2.4 Расчёт затрат на изготовление проектируемой детали

Произведём расчёт по калькуляции одной детали. В качестве объекта калькуляции выбираем деталь – зубчатая муфта включения переднего моста, на которую имеется технологический процесс изготовления и рабочий чертёж.

Основные материалы:

– вес заготовки 1,9 кг

– вес детали 1,53 кг

– цена за 1 кг материала (20ХГНМТА) [29] 17,3 руб

– цена за 1 кг отходов 3,2 руб

– Стоимость материала на заготовку:  $C_M = 1,9 \cdot 17,3 = 32,87$  руб

– Стоимость отходов:  $C_{отх} = (1,9 - 1,53) \cdot 3,2 = 1,184$  руб

– Стоимость основных материалов:  $C = C_M - C_{отх} = 32,87 - 1,184 = 31,686$  руб

Транспортно–заготовительные расходы:  $31,686 \cdot 0,04 = 1,267$  руб

Основная заработная плата производственных рабочих. Определяется из расчёта оплаты за 1 кг обработанного материала (23,3 руб).

$Z_{п} = 1,9 \cdot 23,3 = 44,27$  руб.

Дополнительная заработная плата, принимается 75% от основной.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		124

$$З_{доп} = 44,27 \cdot 0,75 = 33,2 \text{ руб}$$

Отчисления на социальное страхование 39% от Зп.  $O_{соц.стр} = 0,39 \cdot 44,27 = 17,265$  руб

Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования 200% от Зп. 88,54 руб

Цеховые расходы 100% от Зп 44,27 руб

Общезаводские расходы 80% от Зп 35,416 руб

Производственная себестоимость – сумма вышеуказанных затрат  $c_M = 185,5$  руб

Внепроизводственные расходы 4% от  $c_M$  7,41 руб

Калькуляция себестоимости детали представлена в таблице 5.4

Таблица 5.4 – Калькуляция себестоимости детали

Статья расхода	Затраты на деталь, руб	В % к итогу
1. Основные материалы	32,87	10,8
2. Основные материалы за вычетом отходов	31,686	10,4
3. Основная Зп производственных рабочих	44,27	14,6
4. Дополнительная Зп	33,2	10,95
5. Отчисления на соц. страхования	17,265	5,8
6. Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	88,54	29,2
7. Цеховые расходы	44,27	14,6
8. Общезаводские расходы	35,416	11,7
9. Внепроизводственные расходы	7,41	2,5
10. Производственная себестоимость	185,5	61,17



11. Полная себестоимость	303,25	100
--------------------------	--------	-----

### 5.2.5 Расчёт себестоимости изделия

Расчёт производится для изделия в целом:

$$\frac{Cm_D}{M_D} = \frac{Cm_{II}}{M_{II}}, \quad (32)$$

где  $Cm_D$  и  $Cm_{II}$  – полная коммерческая себестоимость детали и изделия, руб;

$M_D$  и  $M_{II}$  – масса детали и узла, кг.

Подставим значения в формулу 5,7:  $Cm_{II} = 303,25 \cdot 63 / 1,53 = 12487$ руб

Прибыль – 30% от себестоимости:  $12487 \cdot 0,3 = 3746,1$ руб

Оптовая цена предприятия составит:  $12487 + 3746,1 = 16233$  руб.

Отпускная цена с учётом НДС (18%): 19155 руб.

### 5.2.6 Оценка коммерческой состоятельности проекта

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

$$K_{сум} = K_{пр} + K_{сопр} + K_{об} + K_{НИР}, \quad (33)$$

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

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

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

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

В выпускном квалификационном проекте рассматриваются реальные инвестиции, при этом учитываются только прямые капитальные вложения:

$$K_{пр} = 0,9 \cdot C_{II} \cdot A, \quad (34)$$

Где  $C_{II}$  – полная себестоимость изделия  $C_{II} = 16233$  руб.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		126

А – программа выпуска изделий А=1500 шт  
 Подставляя, получим:  $K_{ПР}=0,9 \cdot 16233 \cdot 1500= 21914550$ руб.

### 5.2.7 Оценка эффективности инвестиций

Для определения экономической целесообразности осуществления инвестиционного проекта, определим показатель простой нормы прибыли, срок окупаемости инвестиций и точку безубыточности проекта.

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

$$ПНП = \frac{П_б \cdot K_{Н.П.}}{K_{сум}}, \quad (35)$$

где  $П_б$  – балансовая прибыль, руб;

$K_{Н.П.}$  – коэффициент, учитывающий налог на прибыль, примем 0,7.

$П_б=(C_{онт} - C_{пол})A = (19155 - 12487) \cdot 1500=1000200$  руб.

Расчётная прибыль  $П_p = П_б \cdot 0,7=10002000 \cdot 0,7=7001400$ руб.

Подставим в формулу 5,9 значения:  $ПНП = \frac{7001400}{21914550} = 0,319$

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

$$T_{ок} = \frac{K_{сум}}{П_p + \Phi_{амор}}, \quad (36)$$

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

Срок окупаемости:  $T_{ок} = \frac{21914550}{7001400 + 2450490} = 2,32$  года.

Точка безубыточности проекта – критический объём производства  $A_{кр}$ , при котором прибыль становится нулевой, так как прибыль от реализации совпадает с издержками производства. Сравнение точки безубыточности с планируемым объёмом производства позволяет определить «запас прочности производства». Точка безубыточности определяется по формуле:

$$A_{кр} = \frac{B}{C_{онт} - a}, \quad (37)$$

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

а – условно–переменные издержки на единицу продукции, руб/шт

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		127

Подставляем значения:  $A_{кр} = \frac{612750}{16233 - 94.75} = 57 \text{ шт/год}$

Рассчитаем зависимость объёмов реализации  $V_p$  и общих издержек от объёмов выпуска и реализации  $C$  в натуральном выражении  $A$ .

$$V_p = C_{\text{опт}} \cdot A; \quad (38)$$

$$C = a \cdot A + B \quad (39)$$

Подставим:

$$V_p = 16233 \cdot 1500 = 24349500 \text{ руб/год},$$

$$C = 117,75 \cdot 1500 + 278250 = 454875 \text{ руб/год}$$

Графическая иллюстрация «Точки безубыточности» выносится на демонстрационный лист.

Относительный запас прочности:  $\delta = 5\%$

Запас прочности показывает, что снизить объём производства и реализации продукции без угрозы его финансового положения можно на 5%.

### 5.2.8 Техничко–экономические показатели инвестиционного проекта

В этой части выпускного квалификационного проекта была определена себестоимость предлагаемой конструкции, выявлены необходимые технико–экономические показатели, значения которых внесены в таблицу 5.5.

Таблица 5.5 – Техничко–экономические показатели

Наименование показателей	Единица измерения	Изделие
Критерий технического уровня		1,67

Окончание таблицы 5.5

Наименование показателей	Единица измерения	Изделие
Годовая программа	шт.	1500
Полная себестоимость	тыс. руб	12,487
Прибыль	тыс. руб/год	5619,15
Инвестиции	тыс. руб	21914,550
Простая норма прибыли	%	31,9%

Срок окупаемости	год	2,32
Точка безубыточности	шт.	20

На основании обозначенных в таблице 5.5 характеристик строим на рисунках 5.2 и 5.3 графические зависимости анализа безубыточности производства и график денежных потоков соответственно.

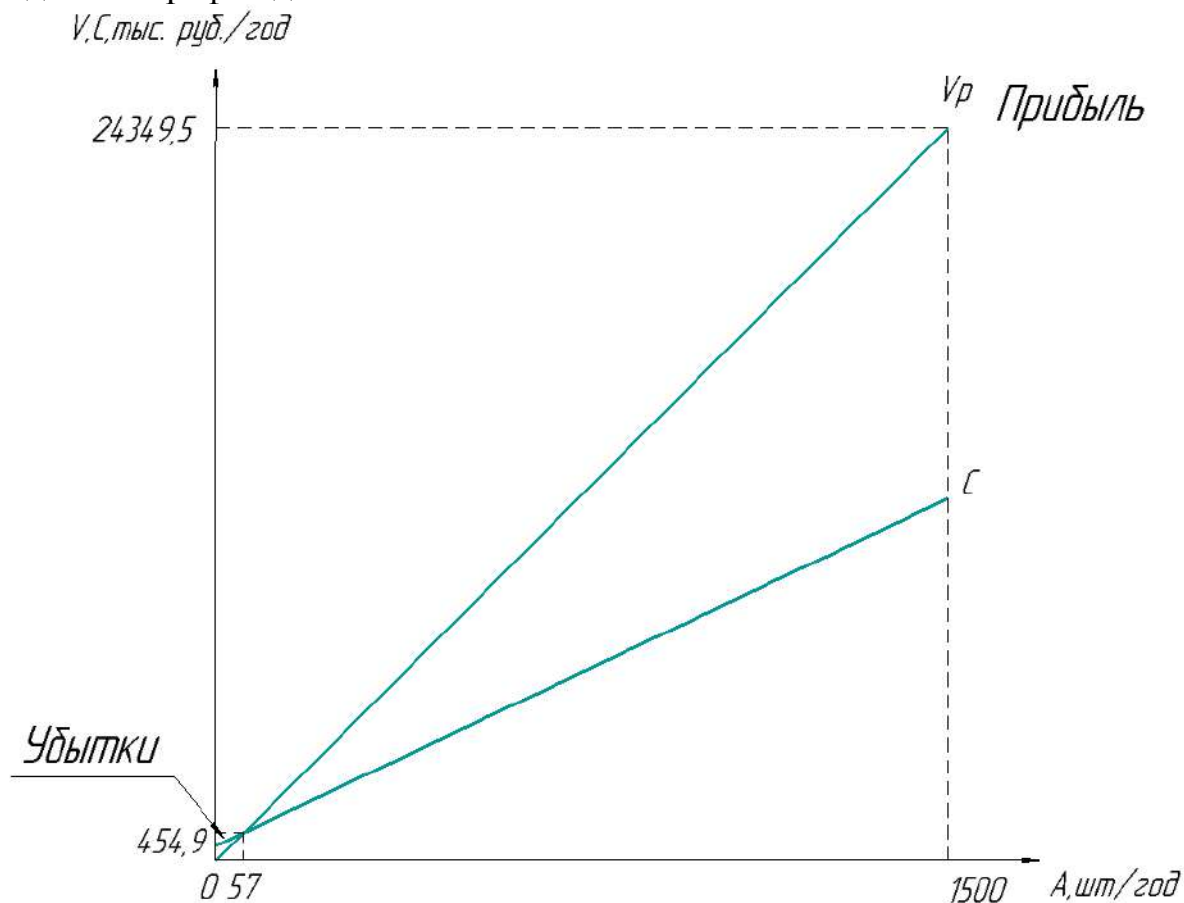


Рисунок 5.2 – Анализ безубыточности производства

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

23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР

Лист

129

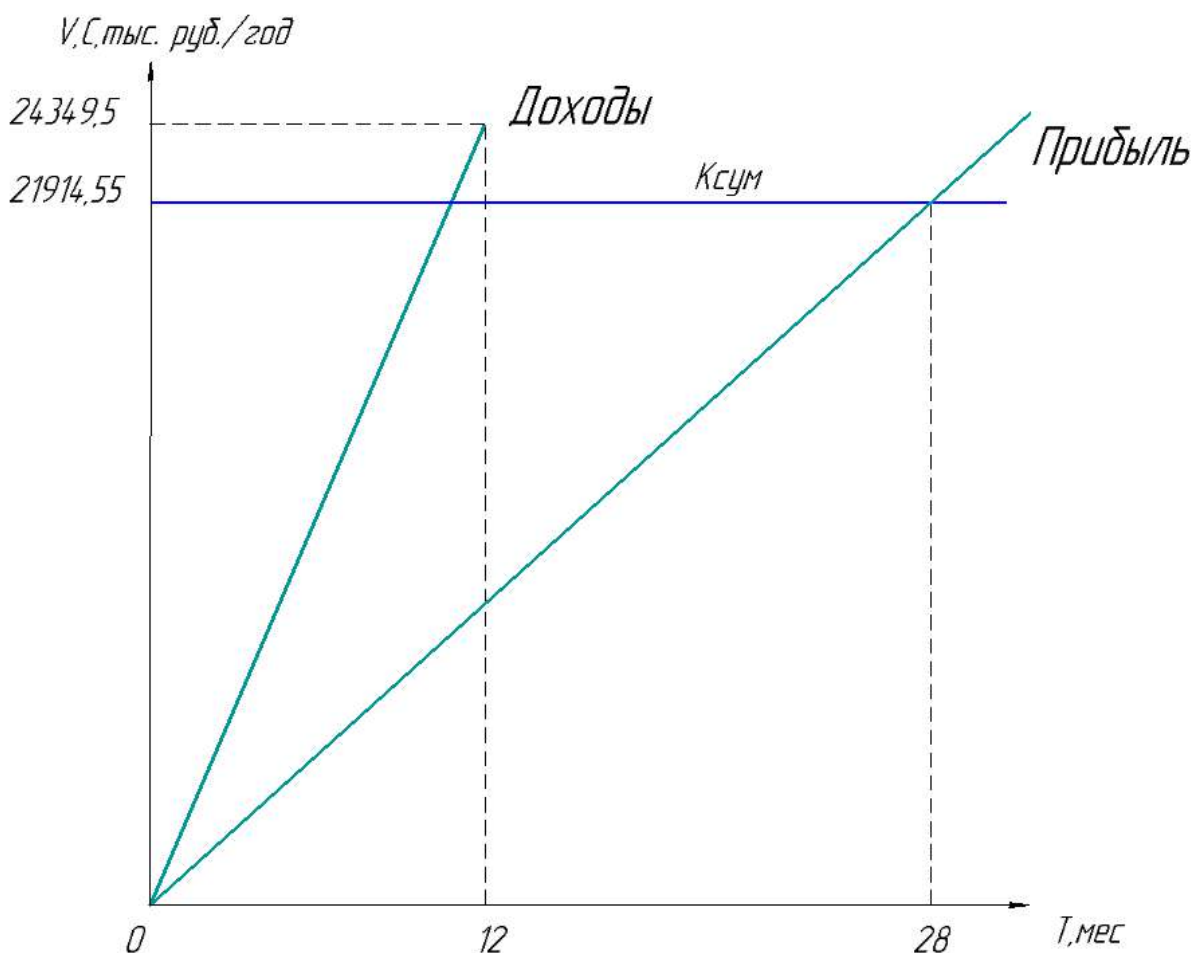


Рисунок 5.3 – График денежных потоков

#### Выводы по разделу пять

В экономической части выпускного квалификационной работы представлена оценка рынка сбыта данного изделия. Выполнен расчет затрат на изготовление и определена себестоимость детали входящей в системы подключения полного привода и блокировки дифференциала КАМАЗ 65222. Произведен анализ прогрессивности и технологичности проектируемой конструкции, в сравнение с серийным изделием. Рассчитана себестоимость изделия. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности инвестиций. Построены графические зависимости анализа безубыточности производства и график денежных потоков.

## 6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Целью данного раздела является выяснение всех опасных и вредных производственных факторов, которые с определенной вероятностью могут появиться при эксплуатации, ремонте и обслуживании автомобиля КАМАЗ с автоматической системой подключения полного привода и блокировки дифференциалов, использование нормативных документов, классифицирующих данные факторы, способы снижения травматизма и обеспечения определенного уровня безопасности при эффективном процессе работы [20].

### 6.1 Область применения

Данной работой выполнена модернизация переднего ведущего моста (Рисунок 6.1) и раздаточной коробки (Рисунок 6.1) автомобиля КАМАЗ 65222, обеспечивающая автоматическое подключение полного привода и блокировку межколесного и межосевого дифференциала. Данный агрегаты предназначен для: повышения эксплуатационных характеристик путем увеличения числа ведущих колес, при необходимости, и снижения времени включения блокировки межколесного и межосевого дифференциала; предотвращения поломки трансмиссии при выезде на дорогу с высоким коэффициентом сцепления; повышения эффективности грузоперевозок; повышения комфорта и снижения утомляемости водителя. Подключение переднего моста происходит на скорости ниже 30км/ч. Включение блокировки межколесного дифференциала возможно при движении автомобиля на скорости, не превышающей 5км/ч.



Рисунок 6.1 – Передний ведущий мост автомобиля КАМАЗ

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		131



Рисунок 6.2 – Коробка раздаточная автомобиля КАМАЗ

## 6.2 Идентификация опасностей и оценка риска

При эксплуатации, ремонте и обслуживании модернизированных агрегатов могут возникнуть следующие ОВПФ:

а) наличие в модернизированной коробке раздаточной и мосту автомобиля КАМАЗ большого количества вращающихся элементов и деталей (шестерни, ведущие валы), с частотой до 1900 об/мин, при наличие несбалансированных масс приводит к возникновению вибрации с частотой до 130Гц.

Нормативные документы: СН 2.2.4/2.1.8.566–96 "Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий" [21]. Значения виброскорости в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Предельно допустимые уровни воздействия вибрации в производственных условиях

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	*Предельно-допустимые значения по осям X, Y, Z			
	виброускорения		виброскорости	
	м/с <sup>2</sup>	дБ	м/с × 10 <sup>-2</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) наличие работы сил трения во вращающихся элементах раздаточной коробки и ведущего моста является источником повышенных шумов, оказывает отрицательное воздействие на организм 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" [22], ГОСТ 12.1.003–83 «Шум. Общие требования безопасности» [23], в котором определены основные характеристики производственных шумов и соответствующие им нормы шума на рабочих местах.

Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест

Вид трудовой деятельности, рабочее место	Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБ
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Рабочие места водителей и обслуживающего персонала тракторов, строительно–дорожных, и др машин	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

в) наличие в картере ведущего моста и раздаточной коробки масла ТАД–17, применяемого для смазки вращающихся элементов, делают конструкцию пожароопасной. Так же пары масла и масляные туманы являются токсичными веществами, которые при попадании в организм человека могут привести к отравлению.

г) наличие в картерах пневмоцилиндров подключения полного привода и включения блокировок дифференциалов представляет опасность в результате поломок или разрушения отдельных компонентов пневмосистемы, связанную с высоким рабочим давлением 0,6 – 1,2МПа.



д) Для срабатывания пневмоцилиндра используется электро–пневмо–клапан. Питание электро–пневмо–клапана осуществляется от бортовой сети автомобиля напряжением 24В. Напряжение величиной 24В не представляет опасности для водителя и не требует мер для снижения рисков, но с конструкторской точки зрения для увеличения срока службы и снижения влияния вредных факторов окружающей среды все равно применяется усиленная экранировка электропроводки.

е) физические перегрузки: ограниченная подвижность во время работы, неправильная рабочая поза.

ж) при ремонте и обслуживании раздаточной коробки и/или переднего ведущего моста создается необходимость в разборке/сборке и демонтаже/монтаже различных элементов, что приводит к возникновению опасных факторов.

### 6.3 Меры направленные на снижение риска

Все вращающиеся детали и узлы расположены внутри картеров моста (Рисунок 6.2) и раздаточной коробки. Это обеспечивает надежную работу элементов, их надлежащую смазку и позволяет снизить уровень шума при работе.

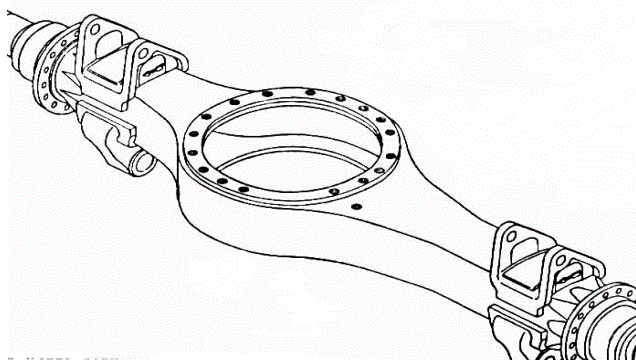


Рисунок 6.3 – Картер ведущего моста КАМАЗ

Токопроводящие коммуникации и узлы электрооборудования снабжены надежной изоляцией.

Снижение риска получения травм в результате поломок или разрушения отдельных компонентов пневмосистемы в процессе эксплуатации достигается путем подбора и проектирования пневмоцилиндра и трубопроводов с расчетом на рабочее давление системы, которое составляет 0,6 – 1,2 МПа.

При ремонте и обслуживании переднего ведущего моста и раздаточной коробки для снижения риска получения травм применяется грузоподъемная техника, специальный электро– и пневмо–инструмент, гаечный ключи.

### 6.4 Информация пользователю

В целом можно отметить, что конструкция автоматической системы подключения полного привода и блокировки межколесного и межосевого дифференциалов соответствует требованиям и положениям действующих в

электротехнике, гидравлике и машиностроении инструкций по технике безопасности при обслуживании, ремонте и эксплуатации.

Для обеспечения соблюдения правил техники безопасности необходимо руководствоваться общими правилами по охране труда и требованиями безопасности при работе на автотранспорте.

К управлению автомобилем КАМАЗ 65222 с автоматической системой подключения полного привода и блокировки межколесного и межосевого дифференциалов допускается водитель с водительским удостоверением категории С.

К ремонту и обслуживанию автомобиля КАМАЗ 65222 с автоматической системой подключения полного привода и блокировки межколесного и межосевого дифференциалов допускаются специалисты имеющие профильное образование и прошедшие специальную подготовку.

Производить замену масла в ведущем мосту и раздаточной коробке необходимо при ТО–2, при сезонных ТО, после пробега 50 тыс. км, но не реже 1 раза в год.

При смене масла необходимо промыть картеры дизельным топливом, а магниты сливных пробок очистить от металлических отложений, а также промыть сапуны дизельным топливом и продуть их сжатым воздухом. Масло сливать, вывернув пробки контрольных и заливных отверстий. Перед сливом масла необходимо прогреть агрегаты (мост и раздаточная коробка прогреваются при движении автомобиля).

Основное рекомендуемое масло для использования в ведущем мосту и раздаточной коробке ТАД–17, ТАП–15В, ТСП–15к. [33]

#### Выводы по разделу шесть

В разделе безопасность жизнедеятельности выпускной квалификационной работы представлена область применения данного изделия. Проведена идентификация опасностей и оценка рисков. Сформулированы меры направленные на снижение риска. Сформулирована информация для пользователя.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		135

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе была разработана система распределения мощности в трансмиссии грузового автомобиля КАМАЗ 65222, путем внедрения кулачковых муфт подключения переднего моста и блокировок дифференциалов в раздаточную коробку и передний ведущий мост.

В процессе работы были сконструированы основные сборочные единицы и детали составных частей узлов подключения переднего моста и блокировок межколесного и межосевого дифференциалов, проведены расчеты на прочность.

В экономической части произведен анализ прогрессивности и технологичности проектируемой конструкции, в сравнение с серийным изделием.

Инновационная автоматическая система подключения полного привода и блокировки межколесного и межосевого дифференциалов трансмиссии кулачковыми муфтами с внешним управлением не имеет аналогов в отечественном и зарубежном автомобилестроении в области полноприводных грузовых автомобилей. Управляемая электронным блоком система позволяет автоматически блокировать дифференциал согласно дорожным условиям; этот же электронный блок должен выполнять функции ПБС (противобуксовочной системы).

Такое техническое решение необходимо как для роботизированных транспортных средств, так и для коммерческого транспорта, а так же для решения задач МЧС и МО. Учитывая большое количество задач и грузоперевозок, осуществляемых в сложных дорожных условиях, и климатические особенности России осуществление данной технической задачи является необходимым этапом развития отечественной техники.

Для коммерческого транспорта автоматическая система подключения полного привода и блокировки межколесного и межосевого дифференциалов трансмиссии позволит снизить стоимость владения автомобилем и повысит эффективность грузоперевозок в сложных дорожных условиях за счёт: увеличения средней скорости движения и снижения расхода топлива, увеличения межсервисного интервала, повышения ресурса и надёжности двигателя и трансмиссии, снижения тепловой нагруженности двигателя и трансмиссии, уменьшения динамических нагрузок на трансмиссию, предотвращения поломки трансмиссии при заблокированных дифференциалах при выезде автомобиля на дорогу с высоким коэффициентом сцепления, повышения проходимости, уменьшения утомления водителя.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		136

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 [http://www.chelkamaz.ru/shop/new\\_range\\_kamaz/new\\_kamaz-65222/](http://www.chelkamaz.ru/shop/new_range_kamaz/new_kamaz-65222/)
- 2 <http://www.rh2.ru/f1/topic-785.html>
- 3 Отраслевой стандарт: ОСТ 37.001.214–85: Мосты ведущие автомобилей. Термины и определения: введ. в действие с 01.07.86: взамен ОСТ 37.001.214–79 Текст Центр. науч.–исслед. автомобил. и автомотор. ин–т (НАМИ). – 19с.
- 4 Яскевич, З.П. Ведущие мосты / З.П. Яскевич. – М.: Машиностроение, 1985. – 235 с.
- 5 Отраслевой стандарт: ОСТ 37.001.432–86: Дифференциалы автомобилей. Термины и определения: введ. в действие с 01.07.87 Текст Центр. науч.–исслед. Автомобил. И автомотор. Ин–т (НАМИ). – 6с.
- 6 Габай, Е.В. К вопросу выбора самоблокирующегося межколёсного дифференциала (МКД) для колёсного АТС повышенной проходимости / Е.В. Габай // Журнал автомобильных инженеров. –2013. – №3 (80) – С. 47–54.
- 7 Келлер, А. В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси: монография / А. В. Келлер, И.А. Мурог. – Челябинск: ЧВВАКИУ – 2009. – С. 224.
- 8 Осепчугов, В.В., Автомобиль. Анализ конструкций. Элементы расчетов: учебное пособие / В.В. Осепчугов. – М.: Машиностроение, 1989.
- 9 Решетов, Д.М. Детали машин: учебник / Д.М. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989.
- 10 Дунаев, П.Ф., Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев. – М.: Высшая школа, 1984. – 258
- 11 Чернавский, С. А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А. Чернавский. – М.: Машиностроение , 1989.
- 12 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.
- 13 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.
- 14 Штамповочный пресс Trumpf TRUMATIC 200. – <https://www.mach4metal.com/ru/machines/machine/trumpf-trumatic-200-rotation-punching-machine-2096/>.
- 15 Токарные станки с ЧПУ – [http://stankinn.ru/doosan\\_tokarnye\\_s\\_chpu](http://stankinn.ru/doosan_tokarnye_s_chpu).
- 16 Эндогазовая печь. – [http://www.induktor.ru/catalog/endzovye\\_ustanovki/](http://www.induktor.ru/catalog/endzovye_ustanovki/).
- 17 Станок круглошлифовальный. – <http://www.novator-grp.ru/rus/catalog/260>.
- 18 Заслонов, В.Г. Организационно – экономическая часть дипломного проекта: учебное пособие / В.Г. Заслонов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 95 с.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		137

- 19 <http://www.dns-shop.ru>
- 20 Безопасность жизнедеятельности: методические указания к дипломному проекту / составители А.В.Хашковский, И.П.Палатинская, – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – 50 с.
- 21 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий: СН 2.2.4/2.1.8.566–96 от 31.10.1996 г.
- 22 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.
- 23 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.
- 24 ГОСТ 7796–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В. Конструкция и размеры. Москва: Государственный Стандарт Союза ССР, Переиздан 1998. – 7с.
- 25 ГОСТ 7798–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В. Конструкция и размеры. Москва: ИПК Издательство стандартов, 1970. – 11 с.
- 26 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. Москва: Государственный Стандарт Союза ССР, 1970. – 8 с.
- 27 ГОСТ 397–79. Шпильки. Технические условия. Москва: Стандартиформ, 2005. – 6 с.
- 28 ГОСТ 26645–85. Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку. ГОСТ 2009–55 Текст М-во автомобил. пром-сти СССР и др. – 54с.
- 29 ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. ИПК издательство стандартов 1996. – 17с.
- 30 ГОСТ 30893.2–2002 (ИСО 2768–2–89). Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально. Текст Науч.-исслед. и конструктор. ин-т средств измерения в машиностроении (ОАО «НИИИзмерения»). – 7 с.
- 31 Отраслевой стандарт ОСТ 37.001.246–82. Неуказанные предельные отклонения размеров. Допуски и формы и расположения поверхностей. 87 Текст Центр. научн.-исслед. Автомобил. И автотранспорт. Ин-т (НАМИ). – 15 с.
- 32 ОСТ 37.001.172–92. Шпильки-проволока. Размеры и технические требования. — Взамен ОСТ 37.001.172–75; Введ. 1992 07 26. — Москва: Тип. Центросоюза, 1992. — 7с.
- 33 ГОСТ 5916–70. Гайки шестигранные низкие класса точности В. Конструкция и размеры. — Взамен ГОСТ 5916–62; Введ. 1972 01 01. — Москва: ИПК Издательство стандартов, 1999. — 9с.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		138

- 34 Табл. ВАЗ 14607.Каталог деталей и сборочных единиц. — Тольяти: ОАО НВП "ИТЦ АВТО", 2006. — 261с.
- 35 Табл. ВАЗ 10172.Каталог деталей и сборочных единиц. — Тольяти: ОАО НВП "ИТЦ АВТО", 2006. — 261с.
- 36 Табл. ВАЗ 10214.Каталог деталей и сборочных единиц. — Тольяти: ОАО НВП "ИТЦ АВТО", 2006. — 261с.
- 37 ГОСТ 397–79. Шплинты. Технические условия. М.: Изд–во: Стандартиформ, 2005. – 6 с.
- 38 ГОСТ 520–2011. Подшипники качения. Общие технические условия. М.: Изд–во: Стандартиформ, 2012. – 69 с.
- 39 ГОСТ 4751–73. Рым–болты. Технические условия. М. Изд–во стандартов, 1974. – 10 с.
- 40 ОСТ 37.001.172–92 Шплинт–проволока. Размеры и технические требования. — Тольяти: ОАО НВП "ИТЦ АВТО", 2006. — 261с.
- 41 ГОСТ 9833–61 в части технических требований; Введ . 1975–01–01. М.: Изд–во: Стандартиформ, 1975. – 35 с.
- 42 ГОСТ 6678–72. Манжеты резиновые уплотнительные для пневматических устройств. Технические условия. — Взамен ГОСТ 6678–53 и МН 5580–64; введ . 1974–01–01. М.: Изд–во: Стандартиформ, 1974. – 19 с.
- 43 ГОСТ 4543–2016 Металлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. — Взамен ГОСТ 4543–73; введ. 2017–01–13. — . М.: Стандартиформ, 2017 год, — 40с.
- 44 ГОСТ 18829–73. Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения для гидравлических и пневматических устройств. Технические условия. — Взамен ГОСТ 9833–61 в части технических требований; Введ . 1975–01–01. — Тольяти: ОАО НВП "ИТЦ АВТО", 2006. — 69с.
- 45 ГОСТ 7293–85 Чугун с шаровидным графитом для отливок. Марки; Введ. 2087–01–01. — . М.: Стандартиформ, 2016 год, — 13с.
- 46 ТУ 14–1–5120–2008. Прокат толстолистовой из низколегированной стали высокого качества для мостостроения. Технические условия. — Взамен ТУ 14–1–5120–92; введ. 2008–03–01. — . М.: Стандартиформ, 2011. — 11с.
- 47 ТУ 2257-435-00208947-2005. Прокладка анаэробная герметизирующая марки Анатерм-506 Технические условия; Введ. 2005–03–01. — . М.: Стандартиформ, 2005. — 14с.
- 48 ТУ 2242-006-50686066-2005. Прокладки анаэробные серии АНАКРОЛ®-301. Технические условия; Введ. 2006–01–01. — . М.: Стандартиформ, 2006. — 9с.
- 49 ТУ 2257-003-43007841-2006. Анаэробные герметики (Фиксатор К-2, Фиксатор К-3, Фиксатор К-5, Фиксатор К-6, Фиксатор К-8, Фиксатор К-9). Технические условия; Введ. 2006–08–26. — . М.: Стандартиформ, 2006. — 7с.

					23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		139

- 50 ГОСТ 6033-80 Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины; Введ. 1982-01-01. — М.: Стандартиформ, 1983 год, — 43с.
- 51 <http://www.remkam.ru/most-kamaz65222/.html>
- 52 Robert, B. Automotive Handbook / B. Robert. – Bosch, 2014 – 1544 p.

					<i>23.05.01.2017.839.00.00 ПЗ ВКР</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		140