

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»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Рецензент

_____ 2016 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____/ В.Н. Бондарь/
_____ 2016 г.

Разработка системы управления работой дифференциалов автомобиля
многоцелевого назначения

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–23.05.02.2016.921.00.00.ПЗ ВКП

Руководитель работы
доцент, канд. техн. наук
В.А. Козьминых

_____ 2016 г.

Автор работы
студент группы П-601
Е.А. Богомолов

_____ 2016 г.

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

_____ 2016 г.

Челябинск 2016

Аннотация

Богомолов Е.А. Разработка системы управления работой дифференциалов автомобилей многоцелевого назначения.

Челябинск: ЮУрГУ, АТ, 2017. 140 стр., 22

илл.

Библиографический список 20 наименования. 10 листов ф. А1

Ключевые слова: дифференциал, автомобиль многоцелевого назначения.

В данном дипломном проекте рассмотрено: роль и место автомобилей многоцелевого назначения, влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на проходимость автомобиля, произведён анализ существующих систем распределения мощности, выявлены их основные недостатки и преимущества. Разработана система управления блокировкой дифференциалов автомобиля в процессе движения. Определено и обосновано рациональное передаточное отношение межосевого и межколёсного дифференциалов.

Разработана конструкция межосевого дифференциала раздаточной коробки, проведено обоснование принимаемого решения, произведены необходимые расчёты, выполнен графический материал и технико-экономическая оценка предлагаемых решений.

В разделе БЖД были рассмотрены вопросы мер безопасности, соблюдаемые при эксплуатации устройства.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ			
Изм.	Лист		Подпись	Дата				
Разраб.		Богомолов Е.А.			Разработка системы управления работой дифференциалов автомобилей многоцелевого назначения		Лист	Листов
Провер.		Козьминых В.А.					3	140
Н. Контр.		Дуюн В.И.				ЮУрГУ Кафедра КГМ		
Утверд.		Бондарь В.Н.						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 РОЛЬ И МЕСТО АВТОМОБИЛЕЙ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ. УСЛОВИЯ ИХ ЭСПЛУАТАЦИИ.....	10
1.1 Роль и место автомобилей многоцелевого назначения.....	10
1.2 Анализ климатических и дорожных условий использования военной автомобильной техники.....	11
2ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.....	16
2.1 Влияние параметров колесного движителя.....	16
2.1.1 Влияние размеров колес.....	16
2.1.2 Тип корда и профиля шины.....	18
2.1.3 Влияние конструкции протектора.....	20
2.1.4 Влияние внутреннего давления воздуха в шине.....	21
2.1.5 Влияние величины нормальной нагрузки на колесо.....	23
2.2 Влияние компоновки автомобиля.....	24
2.2.1 Влияние числа осей.....	24
2.2.2 Число ведущих колёс.....	25
2.4 Тип несущей части.....	32
2.5 Влияние параметров двигателя и трансмиссии на проходимость автомобиля.....	33
2.6 Влияние типа и параметров двигателя.....	34
2.7 Расположение агрегатов автомобиля: по взаимному расположению двигателя, кабины и грузовой платформы.....	35
2.8 Влияние типа и схемы трансмиссии.....	37
2.8.1 Тип трансмиссии.....	37

										Лист
										4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

2.8.2	Схема трансмиссии.....	38
2.9	Влияние типа межколесного дифференциала.....	39
2.10	Тенденции развития систем распределения мощности колесных машин.....	48
3	АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ.....	49
3.1	Дифференциалы с постоянным соотношением моментов.....	49
3.1.1	Симметричный конический дифференциал.....	49
3.1.2	Симметричный цилиндрический дифференциал.....	50
3.1.3	Несимметричный цилиндрический дифференциал.....	50
3.1.4	Принудительная блокировка дифференциалов.....	51
3.2	Самоблокирующиеся дифференциалы.....	51
3.2.1	Конические дифференциалы, повышенного трения.....	52
3.2.2	Кулачковые дифференциалы.....	53
3.2.3	Червячный дифференциал.....	54
3.3	Отключающийся механизм (свободного хода).....	56
3.4	Гидравлические дифференциалы.....	57
3.4.1	Дифференциалы с сопротивлением перетеканию жидкости.....	57
3.4.2	Дифференциалы с вязкостной муфтой.....	58
4	ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ.....	70
4.1	Конструкция межосевого дифференциала раздаточной коробки.....	70
4.1.2	Система управления блокировкой межосевого дифференциала транспортного средства.....	74
4.1.3	Работа межосевого дифференциала и привода.....	75
4.1.4	Межосевой дифференциал среднего моста.....	78
4.1.5	Работа межосевого дифференциала и привода.....	83

4.2 Межколесный дифференциал.....	84
4.2.1 Механизм блокировки межколесного дифференциала.....	86
4.2.2 Система управления блокировкой межколесного дифференциала.....	88
4.2.3 Работа межколесного дифференциала.....	90
5 РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЛАГАЕМЫХ РЕШЕНИЙ.....	95
5.1 Расчет межосевого дифференциала.....	95
5.1.1 Определение передаточного числа МОД.....	95
5.1.3 Определение параметров зацепления и основных геометрических параметров элементов МОД.....	97
5.1.4 Определение передаточного числа МОД при отключенном переднем мосту.....	98
5.1.5 Расчёт шлицев муфты блокировки межосевого дифференциала.....	99
5.1.6 Расчёт муфты выключения переднего моста.....	101
Расчёт давления смятия.....	102
5.1.7 Расчёт кулачковой муфты.....	103
5.2 Расчет межколесного дифференциала.....	105
5.2.1 Расчет шлицевого соединения вала главной передачи.....	105
6 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	107
6.1 План механической обработки.....	107
6.2 Расчет режимов резания.....	109
7 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	118
7.1 Организационная часть.....	118
7.2 Экономическая часть.....	120
7.2.1 Техничко-экономическая оценка результатов работы.....	120
7.2.2 Расчет себестоимости предлагаемых решений.....	121

7.2.3 Расчет производительности проектируемого и выпускаемого автомобилей.....	124
7.2.4 Расчет себестоимости годовой работы.....	127
8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	134
8.1 Область применения.....	134
8.2 Идентификация опасностей и оценка риска. Меры, направленные на снижение риска.....	136
8.3 Информация пользователю.....	136
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	138
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	139

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время Президентом и Правительством РФ поставлена задача приоритетного развития районов Сибири, Крайнего Севера и Дальнего Востока. Этот обширный малоосвоенный регион с суровым климатом и природными условиями занимает площадь более 13млн. кв. метров – 73% территории России.

Большая его часть – территория, малопригодная для строительства дорог. В недрах этого региона огромные запасы полезных ископаемых – нефти, газа, руд различных материалов и прочие, крайне необходимые для развития и экономического роста страны.

Вышеперечисленные факторы определяют широчайшее использование и развитие всепогодного транспорта, в том числе автомобили многоцелевого назначения (АМН).

АМН – полноприводные двух- и многоосные автомобили, рассчитанные на эксплуатацию как для дорог с различным покрытием, так и в условиях бездорожья, и предназначенные для перевозки людей, различных грузов, буксировки прицепов и прицепных систем, служат базовыми шасси для создания различных автомобилей специального назначения.

Представляется очевидным, что в ближайшей перспективе для автомобильной промышленности России станет важной проблемой разработки новой техники и модернизации существующих образцов АМН.

К основным потребительским свойствам автомобильной техники относятся топливная экономичность, безопасность движения, экологичность и комфортабельность. Анализ структуры всех перечисленных свойств позволяет сделать вывод о том, что в формировании всех их участвуют механизмы распределения мощности.

Существующие системы управления блокировками дифференциалов позволяют достаточно эффективно распределять крутящий момент между ведущими колесами автомобиля, но им присущ существенный недостаток, ограничивающий возможность их применения на автомобилях многоцелевого назначения (АМН), который связан с применением в качестве исполнительного устройства фрикционной муфты.

										Лист
										8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

Применение подобных фрикционных муфт на АМН сопряженного со значительным увеличением их габаритных размеров и как в следствии целесообразности подобных устройств.

Таким образом:

-для АМН является наиболее рациональным полностью дифференциальная схема трансмиссии, обеспечивающая автомобилю высокие эксплуатационные качества при движении в 60 процентах дорожных условий.

-для устранения отрицательного влияния дифференциалов на проходимость, при движении в ухудшенных дорожных условиях и по бездорожью, требуется их блокировка.

-анализ существующих конструкций АМН показал, что наиболее рациональная, является блокировка при помощи зубчатых муфт. Существующие конструкции систем управления блокировками межосевого дифференциала (МОД) и межколесного дифференциала (МКД) не обеспечивает автоматической их блокировки и возможности блокирования в процессе движения.

На основании вышеизложенного можно отметить, что в настоящее время существует важная инженерная задача в разработке системы управления блокировкой дифференциалов трансмиссии, позволяющей автоматически блокировать дифференциалы без остановки автомобиля.[1]

Задача квалификационной работы: исключить недостатки с механически блокируемыми межосевыми и межколесными дифференциалами. Увеличить проходимость автомобиля, облегчить работу водителя и увеличить ресурс работы деталей раздаточной коробки и ведущего моста.

Предлагаю применить цилиндрический, несимметричный дифференциал с внутренним передаточным отношением $i=2$, малым внутренним трением, принудительной блокировкой и дистанционным пневматическим приводом управления блокировкой.

Итог: Повышение проходимости автомобиля, повышение комплексного показателя проходимости на 6%, облегчение работы водителя и увеличится ресурс работы деталей раздаточной коробки и ведущего моста.

										Лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

1 РОЛЬ И МЕСТО АВТОМОБИЛей МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ. УСЛОВИЯ ИХ ЭСПЛУАТАЦИИ

1.1 Роль и место АМН

Полноприводные автомобили многоцелевого назначения являются важнейшим звеном в системе транспортного обеспечения ключевых отраслей экономики РФ. Это обусловлено географическими, климатическими и другими факторами, а также спецификой развития экономики РФ с ведущей ролью ресурсодобывающих отраслей.

В настоящее время из 5.5 млн. используемых в РФ грузовых автомобилей АМН составляют около 18% от общего числа и следует ожидать, что потребности в их применении будет расти.

Наличие привода на все колёса даёт возможность эксплуатировать эти машины на грунтовых дорогах в условии бездорожья: по грязи, снегу, песку, с преодолением крутых подъёмов, бродов и пр. поэтому АМН находят широкое применение в тех отраслях, где характерны временные подъездные пути и непостоянная дислокация удалённых и рассредоточенных объектов: в нефте- и газодобывающей промышленности, геологоразведке, дорожном и капитальном строительстве.

АМН используются как бортовые платформы для перевозки различных грузов, в качестве седельных тягачей, вахтовых автобусов, а также в качестве базы для установки различного технологического оборудования: компрессоров, крановых и бурильных установок, дизельэлектростанций и пр., что позволяет значительно снизить издержки на устройство и содержание транспортной инфраструктуры.

АМН являются основными транспортными средствами в механизированных колоннах на строительстве высоковольтных линий электропередач, прокладки нефте- и газопроводов.

Востребованы они у спасателей, пожарных, фермеров и сельхоз-производителей, а также в коммунальной сфере для расчистки дорог и уборки улиц городов.

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

Используя АМН в качестве тягачей-эвакуаторов в пассажирских и автотранспортных предприятиях.

Особенная роль АМН в лесной и лесозаготовительной промышленности. На шасси АМН устанавливаются лесовозы, на которых устанавливают краны-манипуляторы, что позволяет им работать в отдалённых районах в условиях полного бездорожья.

1.2 Анализ климатических и дорожных условий использования ВАТ.4

К факторам, определяемым особенностями эксплуатации АМН, относятся природно-климатические и дорожно-грунтовые условия и их сезонные изменения, развитие дорожной сети и степень возможного её разрушения, рельеф, растительный покров, наличие водных преград и др. Климатические и дорожно-грунтовые условия являются одними из основных факторов, определяющих условия использования АМН.

Важным показателем климатических условий являются средние и экстремальные температуры окружающего воздуха и средние погодные условия, а также их сезонные изменения. Перепад между максимальной (летом) и минимальной (зимой) температурой окружающего воздуха на территорию России и прилегающей к ней территориях СНГ достигает более 100 °С. Минимальная температура в северо-восточных районах страны может достигать минус 60...90 °С. Значительные колебания температуры оказывают влияние на готовность АМН к использованию.

Территория России расположена в районах с умеренным и холодным климатом. Согласно ГОСТ 16350 [2], она разделяется на климатические районы. В качестве основных климатических факторов, при районировании территории России для технических целей, приняты температура и относительная влажность воздуха. Перечень климатических районов и их основные характеристики приведены в таблице 1.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		131

Сезонные изменения температуры окружающего воздуха, влажность, количество выпадаемых осадков, а также глубина снежного покрова являются основными показателями климата, которые определяют уровень требований к образцам АМН с точки зрения стойкости к внешним природным воздействиям. Данные о природно-климатических условиях по основным направлениям приведены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Климатическая характеристика основных географических зон

Наименование	Температура воздуха. °С			Количество, атмосферных осадков, мм	Число дней с осадками более 0,1 мм
	минимальная	средняя	максимальная		
Западная	-42	+4	+37	608	170
Юго-Западная	-33	+7	+37	565	160
Южная	-28	+13	+48	266	63
Дальневосточная и Северная	-63	+1	+38	530	130

Таблица 3 – Параметры погодных условий на основных географических зонах.

Показатели погодных условий	Географическая зона			
	Западная	Юго-Западная	Южная	Дальневосточная
Продолжительность залегания снежного покрова глубиной 0,2 м и более, дней / % от продолжительности года	90-110	30-70	0-30 до 8	70-90 19-25
	25-30	8-20		
Продолжительность разлива рек, дней / % от продолжительности года	38	3-15	5-15	15-10
	1-8	1-4	1-4	4-11
Продолжительность весенней распутицы, дней / % от продолжительности года	20-3	10-15	0-10	4-7
	5-8	3-4	0-3	
Продолжительность дождевой распутицы, дней / % от продолжительности года	60-80	45-60	0-20	40-100
	16-22	12-17	0-6	11-37
Общая продолжительность неблагоприятных условий в году, дней / % от продолжительности года	173-250	88-160	5-75	140-255
	47-62	24-45	1-21	38-70

2 ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Из конструктивных параметров автомобиля наиболее существенное влияние на проходимость по мягким грунтам оказывает конструкция движителя, характеризующаяся числом и схемой размещения колёс, размерами и формой шин, конструкцией протектора шин. Проходимость автомобилей по мягким грунтам повышают, в основном, увеличивая размеры шин или число колёс.

2.1 Влияние параметров колёсного движителя

2.1.1 Влияние размеров колёс

Влияние наружного диаметра шины (D).

На твёрдой поверхности при увеличении наружного диаметра шины повышаются длина и соответственно площадь поверхности контакта, незначительно снижается давление на дорогу, что повышает сцепление шины с грунтом и снижает пробуксовку.

На мягком грунте увеличение наружного диаметра шины в большинстве случаев приводит не к возрастанию, а даже к уменьшению длины контакта вследствие меньшего погружения колеса в грунт. Последнее объясняется более равномерным распределением давлений у шин с большим наружным диаметром. Сцепление колеса с грунтом с изменением наружного диаметра шин изменяется различно в зависимости от свойств грунта. Если сцепные свойства грунта возрастают по мере погружения в грунт, то при увеличении наружного диаметра сила сцепления уменьшится; если сцепные свойства грунта не изменяются по глубине, то, как правило, при увеличении наружного диаметра сила сцепления колеса с грунтом возрастает за счёт более равномерного распределения давлений и векторов касательных сил в контакте.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		186

Соппротивление грунта качению колеса при увеличении наружного диаметра шин снижается на всех видах грунта. Снижение коэффициента f_g происходит как за счёт уменьшения глубины колеи (вследствие чего уменьшается работа на деформацию грунта, т.е. одна из составляющих сопротивления качению), так и за счёт снижения бульдозерного действия. Чем мягче грунт и больше неровностей, тем эффективнее влияние наружного диаметра. Высота преодолеваемых препятствий и допустимая для движения глубина колеи увеличивается пропорционально радиусу колеса.

При увеличении диаметра уменьшается число циклов нагружения элементов шины на определённом пути, соответственно повышается допустимая по нагреву скорость движения.

К отрицательным последствиям увеличения наружного диаметра шины следует отнести значительное увеличение массы и момента инерции колеса, повышение центра тяжести машины.

Влияние ширины профиля шины (В).

Увеличение только ширины профиля шины приводит к увеличению ширины контакта без изменения его длины. При этом площадь контакта возрастает почти пропорционально ширине профиля. Максимально допустимая деформация шины не изменяется. Преодоление вертикальных препятствий практически не улучшается. Допустимая для движения глубина колеи также не изменяется.

Соппротивление качению колёс по мягкому грунту при этом определяет изменение как глубины; так и ширины колеи. В большинстве случаев при увеличении ширины профиля шины превалирует значительное уменьшение глубины колеи, и поэтому сопротивление качению снижается.

Сцепление колёс с грунтом при увеличении В обычно возрастает в соответствии с увеличением площади контакта и значением внутреннего сцепления в грунте. Исключение составляют грунтовые поверхности с резко неоднородными свойствами. Например, глинистая грунтовая поверхность после дождя, на которой понижение давлений иногда приводит к уменьшению сцепления.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

При условии равенства объёмов колёс увеличение ширины профиля по сравнению с увеличением наружного диаметра существенно эффективнее на заболоченном грунте, имеет незначительное преимущество на суглинке и худшие результаты на снегу.

2.1.2 Тип корда и профиля шины

Шины с радиальным кордом обеспечивают автомобилю лучшие показатели как на деформируемых грунтах, так и на дорогах с твёрдым покрытием. Так, радиальные шины 12.00R18 (мод.КИ115), поставленные на автомобиль ГАЗ-66-16 вместо диагональных той же размерности (мод. К-70), позволили получить при одних и тех же условиях (минимальное давление воздуха в шине, деформируемые грунты) в 1,2-1,7 раза большую удельную силу тяги и в 1,2-1,3 раза меньше сопротивление качению, а на дорогах с твёрдым покрытием при номинальном давлении воздуха – такое же уменьшение сопротивления качению. Шины Кама – 1260, применяемые на автомобилях КамАЗ позволили получить при одних и тех же условиях (минимальное давление воздуха в шине, деформируемые грунты) на 52...71% большую удельную силу тяги, на 18...29% меньше сопротивление качению и 2,4...2,9 раза меньшую глубину колеи.

Указанное улучшение показателей проходимости обусловлено в основном меньшими потерями в шине и меньшими удельными давлениями колёс в контакте с грунтом за счёт невысокой радиальной жидкости.

Влияние формы профиля шины.

В настоящее время выпускаются вездеходные шины четырёх типов, существенно отличающиеся формой профиля: тороидные, широкопрофильные, арочные и пневмокотки. На рис. приведены сравнительные размеры шин различных типов одинаковой грузоподъёмности. Там же показаны размеры площади контакта при номинальном и минимальном значениях внутреннего давления воздуха.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

У современных шин с регулируемым давлением размеры профиля на 25-40% больше, чем у шин низкого давления той же грузоподъемности. Шины с регулируемым давлением отличаются от обычных тороидных шин увеличенной шириной профиля, пониженной жесткостью каркаса и повышенной эластичностью протектора.

Широкопрофильные шины имеют ещё большую относительную ширину профиля; размеры опорной площадки их на 30-35% больше, чем у тороидных шин такой же грузоподъемности. Внутреннее давление в широкопрофильных шинах в 1,5-2 раза меньше, чем у обычных шин, а максимальная радиальная деформация при номинальной нагрузке составляет 15...20% высоты профиля. Широкопрофильные шины армейских автомобилей могут иметь регулируемое давление воздуха, что ещё больше улучшает проходимость по мягким грунтам. Так, при уменьшении внутреннего давления воздуха в шине с 3 до 0,5 кг/см² площадь опорной площадки возрастает более чем в два раза.

Арочные шины получили своё название от формы профиля, которая в сочетании с низким внутренним давлением (0,5-1,5 кг/см²) позволяет получить площадь отпечатков, в 2,5-3,5 раза превышающую площадь отпечатков сдвоенных шин тороидного типа. Беговая часть арочной шины деформируется подобно мембране, прогибаясь внутрь шины. При этом происходит резкое перераспределение нормальных давлений по ширине контакта – уменьшение в средней части и увеличение по краям. Такой характер деформации шины на мягком грунте способствует меньшему погружению шины в грунт. Снижение удельного давления, меньшее погружение в грунт и повышение сцепных качеств за счёт высоких грунтозацепов повышают проходимость автомобиля на арочных шинах. Однако увеличенное сопротивление качению, недостаточная работоспособность шин на высоких скоростях и дорогах с твёрдым покрытием ограничивает применение арочных шин на армейских автомобилях. Они применяются на народнохозяйственных автомобилях в качестве сезонного средства повышения проходимости.

											Лист
											19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ						

Пневмокотки – это специальные бескамерные шины, представляющие собой эластичную резинокордную оболочку с малым числом слоёв корда и низким внутренним давлением воздуха (0,2-1,0 кг/см²). Ширина пневмокотков значительно больше ширины профиля остальных шин и составляет 0,8-1,5 наружного диаметра. Всё это позволяет получить значительную площадь опорной площадки низкие удельные давления на грунт. Невысокие, редко расположенные грунтозацепы обеспечивают хорошее сцепление с грунтом. Пневмокотки имеют малую тангенциальную эластичность, что приводит к значительной неравномерности распределения крутящих моментов по мостам (при отсутствии межосевого дифференциала) и увеличению сопротивления качению. Наиболее выгодно применение пневмокотков – при движении по сыпучим грунтам (песок), поэтому в настоящее время их следует рассматривать как шины для автомобилей высокой проходимости, предназначенных для использования в особых условиях.

2.1.3 Влияние конструкции протектора

На эксплуатационные качества колёс существенно влияют следующие параметры протектора: относительная ширина, протектора (размеры и форма грунтозацепов и впадин). Характер влияния этих параметров радиус кривизны; коэффициент насыщенности протектора; рисунок различный в зависимости от дорожно-грунтовых условий.

На мягком грунте протектор должен прежде всего обеспечивать возможно большую силу сцепления в продольном направлении при минимальном буксовании.

Коэффициент насыщенности рисунка протектора оказывает различное влияние на силу сцепления в зависимости от соотношения сил трения резины по грунту τ_r и сил сопротивления грунта срезу τ . В случае $\tau < \tau_r$, что характерно для песчаных грунтов, целесообразно увеличение коэффициента K_n . Если $\tau > \tau_r$, что свойственно связным грунтам, то целесообразно уменьшение коэффициента K_n .

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Влияние высоты грунтозацепов на сцепление колеса с грунтом проявляется различно в зависимости от типа и состояния грунта. На песчаных грунтах большая высота грунтозацепов вредна, так как в этом случае сцепление, обусловленное трением резины по песку, больше, чем за счёт сдвига грунта. На связных грунтах без близлежащего твёрдого слоя высота грунтозацепов в основном влияет на самоочищаемость протектора и на площадь бокового среза грунта. С увеличением высоты грунтозацепов несколько увеличиваются площадь среза грунта и соответственно сцепление. Очень большое влияние на сцепление оказывает высота грунтозацепов на грунтах с близлежащим твёрдым основанием и на неоднородных грунтах, с увеличивающейся по мере заглубления плотностью.

Форма грунтозацепов определяет сцепление, самоочищаемость и эластичность шины. В результате увеличения угла наклона упорной поверхности грунтозацепа повышается уплотнение грунта между грунтозацепами, что увеличивает сопротивление грунта срезу. При очень большом угле наклона упорной поверхности возможно проскальзывание шины относительно грунта без его среза. При этом сила сцепления шины с грунтом может уменьшиться, так как не используется внутреннее сцепление грунта. Влияние угла на самоочищаемость неоднозначно. При увеличении угла, с одной стороны, уменьшается опасность заклинивания грунта между грунтозацепами, с другой – повышается изгибная жёсткость грунтозацепов, уменьшается их подвижность относительно беговой поверхности, вследствие чего самоочищаемость снижается. При значительном увеличении угла расширяется основание грунтозацепов, повышается жёсткость протектора и увеличивается его масса.

2.1.4 Влияние внутреннего давления воздуха в шине

Этот фактор – один из самых эффективных, позволяющих повысить проходимость на подавляющем большинстве деформируемых поверхностей, поскольку давление шины на грунт находится в прямой зависимости от давления воздуха в шине.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Шины с регулируемым давлением, которые применяются на большинстве машин высокой и повышенной проходимости, допускают снижение давления до 0,09 МПа, а пневмокаты – даже до 0,01...0,02 МПа. Машины на пневмокатах по многим мягким грунтам, например по сыпучему песку, движутся, практически не образуя колеи.

Внутреннее давление воздуха в шинах можно легко изменять в условиях эксплуатации в зависимости от вида и состояния дорожно-грунтовой поверхности.

Оптимальное значение внутреннего давления воздуха в шинах возрастает при увеличении вертикальной нагрузки на колесо, модуля деформации грунта и гистерезисных потерь в шине. При увеличении размеров шины и толщины деформируемого слоя грунта величина уменьшается. На грунтах с переувлажнённым верхним слоем и твёрдым основанием при снижении r_w значение r уменьшается мало, а в некоторых случаях повышается вследствие увеличения ширины колеи и внутренних потерь в шине.

Влияние внутреннего давления в шине на коэффициент сцепления колеса с грунтом зависит от типа грунта. На однородных по глубине грунтах решающим фактором является площадь контакта. При этом изменение сцепления в грунте. На слабых грунтах величину сцепления часто ограничивает несущая способность грунта. При очень малом значении r , когда шина в средней части контакта прогибается вверх и на величину давления на грунт большое влияние оказывает жесткость стенок по контуру контакта, значительно повышается несущая способность грунта и сцепление колеса с грунтом. На грунтах с неоднородными по глубине сцепными свойствами определяющим является характер изменения грунта по глубине. Если с увеличением глубины сцепные свойства грунта повышаются, то при снижении r сила сцепления может быть уменьшена.

Установлены следующие оптимальные значения r :

песок – 0,1 МПа;

снег – 0,053 МПа;

пашня на суглинке (весной) – 0,04 МПа;

заболоченный луг – 0,05 МПа;

размокшая грунтовая дорога – 0,15 МПа.

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

Кроме снижения сопротивления качению внутреннее давление воздуха в шинах влияет на плавность хода при движении по неровным дорогам.

Так, при снижении давления воздуха в шинах от 0,3 до 0,15 МПа среднеквадратичное значение вертикальных ускорений снижается во всем диапазоне скоростей на булыжном шоссе на 13-19%, а на грунтовой дороге на 11,5-14,5%. Снижение давления в шинах от 0,3 до 0,15 МПа позволяет увеличить допустимую по плавности хода скорость движения на грунтовой дороге с 1 до 20 км/ч (на 33%), на булыжном шоссе с 40 до 60 км/ч (на 50%).

При снижении p с 0,3 до 0,15 МПа высота преодолеваемых без снижения скорости периодических неровностей увеличивается с 9,1 до 14,8 см (на 38,5%), а при $p=0,05$ МПа допустимая высота периодических неровностей повышается до 23 см (в 2,5 раза). Однако при этом ограничивается скорость по условиям нагрева шин.

2.1.5 Влияние величины нормальной нагрузки на колесо

На грунтовых поверхностях оптимальная грузоподъемность шины изменяется в зависимости от механических свойств грунта. Знать характер влияния нормальной нагрузки на эксплуатационные показатели колеса на различных грунтах важно не только конструктору, но и специалисту по эксплуатации автомобилей, так как современные типы подвесок позволяют перераспределить нагрузку между колесами в процессе эксплуатации.

Сила сопротивления качению при повышении G увеличивается во всех случаях, так как увеличивается деформация грунта (почти вся работа затрачивается на деформацию грунта, является потерянной, а большая часть работы, затраченной на деформацию шины, является обратимой).

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Сила сцепления колеса с грунтом при увеличении нормальной нагрузки в большинстве случаев повышается. Однако коэффициент сцепления при этом может как увеличиваться, так и уменьшаться. Определяющее значение имеет изменение сцепных свойств грунта по глубине. На грунтах с постоянными по глубине сцепными свойствами коэффициент сцепления при повышении нагрузки обычно снижается, так как площадь контакта возрастает в меньшей мере, чем нагрузка.

От распределения нормальных нагрузок (реакций) по осям колес зависят силы сопротивления качению и сцепления машины.

Условием минимальной силы сопротивления движению машины является равенство всех нормальных реакций. Максимальная сила сцепления машины будет также при равенстве всех нормальных реакций.

2.2 Влияние компоновки автомобиля

Компоновка автомобиля высокой проходимости должна обеспечивать:

- целесообразное распределение веса по мостам и колесам;
- низкое расположение центра тяжести;
- высокие геометрические параметры проходимости автомобиля;
- приспособленность для самовытаскивания и вытаскивания из застрявшего положения другими средствами;

2.2.1 Влияние числа осей

Считается установленным и общепризнанным, что многоосность, многоопорность при полноприводности колёс является, мощным средством обеспечения повышенной проходимости (вездеходности) автомобилей благодаря снижению нагрузки на ось (колесо) и рассредоточению полной массы автомобиля по многим колёсам на большей опорной площади.

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

В случае постоянства нагрузки на ось в заданных пределах увеличение числа осей повышает проходимость автомобиля на большинстве естественных грунтов как за счёт снижения сопротивления качению, так и за счёт повышения сцепления с грунтом. Увеличение числа осей при постоянной нагрузке на колесо при движении на уплотняемых грунтах наиболее эффективно в пределах двух-шести.

На уплотняющихся грунтах сопротивление качению при движении колёс по одной колее уменьшается, а сцепление увеличивается. Отсюда следует, что с увеличением числа осей при заданной массе машины сопротивление качению колёс всей машины уменьшается, а сцепление повышается. Исключение составляют неуплотняемые грунты, грунты в текучем состоянии, на которых сопротивление качению не зависит от числа проходов колёс по одной колее.

Относительное уплотнение грунтов от прохода к проходу оказывается все меньшим. Расчёты и эксперименты показывают что в большинстве случаев после четырёх-шести проходов грунт больше не уплотняется, а сопротивление качению больше не уменьшается. Таким образом, для движения по многим грунтовым поверхностям оптимальным числом осей можно считать четыре – шесть, для некоторых – число безразлично. Следует, конечно учитывать, что с увеличением числа осей усложняется силовой привод, увеличиваются потери в трансмиссии, усложняется управление, во многих случаях повышается сопротивление повороту машины.

Для машин, движущихся по грунтовым поверхностям, нецелесообразно применять сзади спаренные колёса, если передние колёса одинарные. Это объясняется тем, что сзади будут двигаться рядом два колеса (причём это не увеличение ширины одного колеса в 2 раза), меньше, Увеличение сопротивления колесу.

2.2.2 Число ведущих колёс

В тяжёлых грунтовых условиях опорная проходимость полноприводных и неполноприводных автомобилей с одинаковыми массой и числом осей практически несопоставима.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

На большинстве рыхлых, особенно влажных суглинистых грунтов, неполноприводные автомобили полностью теряют свою проходимость, в то время как полноприводные в случае шин с протектором высокой проходимости при регулировании давления воздуха в них передвигаются уверенно, с существенным запасом силы тяги по сцеплению. И даже в равных условиях, т.е. с теми же шинами и системой регулирования давления в них, неполноприводные на деформируемых грунтах и снежной целине уступают полноприводным в несколько раз, а сопротивление качению у них оказывается в 1,5 раза и более.

2.2.3 Схема расположение колёс

От схемы размещения колёс автомобиля зависят:

- возможность преодоления рвов и других препятствий;
- перераспределение веса по колёсам (осям в процессе движения);
- сопротивление при криволинейном движении по мягким грунтам;
- целесообразность схемы трансмиссии и типы подвесок;

Схема движителя 1-2 в настоящее время наиболее распространена для трёхосных автомобилей, так как по сумме показателей она наиболее целесообразна для использования на автомобильных дорогах.

Преимуществами такой схемы являются:

- наиболее простая и дешёвая конструкция машины;
- в трансмиссии практически не требуется установка дифференциала между задними осями;

Для движения по неровным дорогам такая схема не является оптимальной так как:

- не обеспечивает преодоление препятствий типа рвов шириной более 0,7D;

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

-величина радиуса продольной проходимости получается большей, чем у других схем, что повышает опасность задевания за дорогу при переезде выпуклых дорожных неровностей

-на мягких грунтовых поверхностях для таких автомобилей характерно значительное снижение поворотливости, приращение удельной силы сопротивления движению при повороте на грунте примерно в 2 раза больше чем у двухосных.

Схема движителя 2 – 1 применяется сравнительно редко лишь на автомобилях, у которых центр тяжести смещён вперёд. На таких машинах в качестве управляемых используют первые две оси, что улучшает поворотливость, но усложняет конструкцию машины. При движении на повороте образуется шесть колёс. Суммарное сопротивление качению на мягком грунте может быть больше, чем у автомобилей с колёсной схемой 1 – 2, а на твёрдых поверхностях – меньше.

Автомобили со схемой 1 – 1 – 1 имеют качественное отличие от остальных трёхосных автомобилей. Только такое размещение колёс обеспечивает:

- возможность преодоления рвов шириной более диаметра колеса;
- при преодолении выпуклых неровностей практически исключается опасность задевания за грунтовую поверхность;
- при повороте на мягких грунтах сопротивление движению меньше, чем у других автомобилей.

Вместе с тем при переходе от движителя 1 – 2 к движителю 1 – 1 – 1:

-увеличивается перераспределение нагрузки по осям в процессе движения;

-на неровных дорогах возможно вывешивание колёс одной из осей;

Применение четырёхосного движителя позволяет:

- снизить осевые нагрузки;
- повысить проходимость машины по неровным и мягким грунтам;
- расширяется диапазон дорожно-грунтовых условий, в которых возможно использование автомобиля;
- повышается надёжность двигателя;

						23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			27

Вместе с тем усложняется конструкция автомобиля и увеличивается объём его технического обслуживания.

Схема движителя 2 – 2 позволяет:

- получить наиболее простую конструкцию четырёхосного автомобиля;
- учитывая, что между сближенными осями можно не ставить дифференциалы, возможно применение сравнительно простой трансмиссии, включающей раздаточную коробку с двумя выходными валами и проходные главные передачи для средних мостов

- обеспечить наименьшее перераспределение нагрузки между осями в процессе движения.

К недостаткам автомобилей с движителем 2 – 2 можно отнести:

- сравнительно малую ширину преодолеваемого рва, определяемую расстоянием между сближенными колёсами;

- повышенный продольный радиус проходимости при большой базе вследствие увеличенного расстояния между средними колёсами;

- большое сопротивление качению при криволинейном движении по мягкому грунту, так как образуется шесть колеи, из них две колеи увеличенной ширины; некоторое увеличение деформации грунта вызываемое попарным сближением осей (по результатам исследований приращение силы сопротивления движению, вызванное переходом от прямолинейного движения к криволинейному, у таких машин приблизительно в 1,5 раза больше, чем у двухосных машин; ограничение поворотливости машин 2 – 2 с двумя передними управляемыми осями в любых условиях движения всегда происходит по потере проходимости, вызывается буксованием неуправляемых колёс)

Автомобили с колёсной схемой 1 – 2 – 1 имеют:

- более высокие геометрические параметры проходимости;

- сопротивление качению при криволинейном движении по мягкому грунту получается меньше, чем у автомобилей с колёсной схемой 2 – 2, так как образуются только четыре колеи.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Однако при применении движителя 1 – 2 – 1 вместо 2 – 2:

-усиливается перераспределение веса по осям при движении;

-возможно вывешивание средних или крайних колёс что вызывает повышение нагрузки в трансмиссии, подвеске, шинах и раме;

-несколько усложняется конструкция машины.

Схема 1 – 1 – 1 – 1 является промежуточной. При применении этой схемы в качестве управляемых используют или первые две оси или переднюю и заднюю оси. В обоих случаях по поворотливости она уступает первым двум схемам. Вместе с тем она обеспечивает наиболее равномерное распределение нагрузки на грунт.

Схемы 1 – 3 и 3 – 1 применяют вынужденно, при неблагоприятном размещении центра тяжести машины. Эти схемы не обеспечивают ни преодоления широких рвов, ни хорошей поворотливости.

Представляют интерес движители с увеличенным диаметром только передних колёс. Увеличение диаметра передних колёс снижает бульдозерное действие, уменьшает сопротивление качению, улучшает уплотнение грунта, улучшает преодоление пороговых препятствий, канав, рвов.

2.3 Влияние подвески

Четыре основных фактора определяют влияние подвески на проходимость автомобиля:

1) От параметров подвески существенно зависит характер изменения нормальных сил в контакте колёс с грунтом и, следовательно, характер изменения сил сцепления. В результате колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной масс нормальная нагрузка на колёса может измениться от 0 до 2G. При G=0 происходит отрыв, колёс от грунта, силы сцепления становятся равными нулю при последующем увеличении нормальной силы (2G) сила сцепления возрастает до величины большей чем при статическом нагружении.

Однако средняя величина силы сцепления при этом в большинстве случаев снижается. По результатам экспериментов при высококачественном резонансе силы сцепления колёс с дорогой снижаются примерно на 20%. Суммарная сила тяги, развиваемая колёсами, особенно сильно снижается при колебаниях левых и правых колёс в различных фазах при наличии между ними дифференциала. В этом случае существенная разгрузка одного колеса приводит к снижению силы тяги и на другом колесе.

Значительная разгрузка отдельных колёс возможна при преодолении различных геометрических препятствий. Для устранения отрицательного влияния подвески на сцепление колёс с грунтом необходимо:

-иметь блокированную связь между колёсами;

-максимально увеличить ход подвески.

2) От параметров подвески зависит сопротивление движению. Кинетическая энергия движущейся машины при встрече с неровностью дороги частично затрачивается на преодоление горизонтальной составляющей дополнительной реакции дороги и частично на возбуждение колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс машины.

Все мероприятия, уменьшающие относительную амплитуду колебаний h , уменьшают дополнительное сопротивление.

При движении по мягкому грунту от характера изменения нагрузки колеса, определяемого подвеской, зависит величина деформации грунта и значение сопротивления грунта качению. Это влияние особенно значительно на грунтах с низкой несущей способностью, на которых под воздействием динамических нагрузок может существенно увеличиться глубина колеи.

3) От параметров подвески зависит максимально допустимая по плавности хода скорости машины. Известно, что проходимость может быть значительно повышена за счёт использования кинетической энергии машины для преодоления непродолжительных участков тяжёлого грунта. Для реализации этой возможности необходимо не только увеличение удельной мощности двигателя, но и совершенствование подвески для повышения плавности хода. Так, результаты исследования показывают, что увеличение

										Лист
										30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

мощности двигателя автомобиля ГАЗ-66 в 2 раза привело к повышению их средней скорости по грунтовой дороге лишь на 7%. Увеличение же хода в 2 раза позволило увеличить среднюю скорость на 36%.

Современные автомобили преодолевают без ударов подвесок в ограничители неровности высотой 5 – 10 см. Повышение способности преодолевать неровности без ударов в ограничители может быть достигнуто при увеличении сопротивления амортизаторов, но это несколько ухудшает плавность хода автомобиля на коротких мелких неровностях.

4) От параметров подвески зависят возможности автомобиля по преодолению геометрических препятствий.

Наличие упругой подвески колёс снижает динамическую устойчивость от бокового опрокидывания автомобиля. Чем больше ход колёс относительно кузова, тем меньше допустимый угол бокового крена (преодолеваемый косогор) из-за дополнительно динамического бокового крена на упругих элементах подвески. На некоторых автомобилях высокой проходимости часть колёс (обычно средние) соединяют с кузовом жёстко, без применения упругого элемента. Возможности автомобилей по преодолению рвов, при прочих равных условиях, зависят от величины хода колёс вниз, а для автомобилей бхб с симметричным размещением средней оси также от жёсткости и хода вверх колёс средней оси. Чем меньше жёсткость и больше ход подвески, тем выше показатели динамического преодоления автомобилем пороговых препятствий.

При увеличении энергоёмкости подвески передних колёс повышаются возможности автомобиля по динамическому преодолению коротких подъёмов без удара подвески в ограничители.

Кроме того, для колёсных машин высокой проходимости, движущихся по различным опорным поверхностям, в том числе грунтам, имеющих различную характеристику, изменение жёсткостей подвесок колёс различных осей может быть использовано в целях обеспечения заданного распределения нормальных реакций, оптимального для достижения наибольшей проходимости.

										Лист
										31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

Независимые подвески по сравнению с зависимыми имеют следующие преимущества в отношении влияния на проходимость автомобиля:

- возможность получения подвески с большими ходами колёс без повышения центра тяжести;

- лучшую приспособляемость колёс к неровностям пути;

- возможность получения гладкого днища.

Вместе с тем следует иметь в виду, что у независимой подвески дорожный просвет должен быть больше, чем у зависимой, так как он изменяется при колебаниях кузова.

2.4 Тип несущей части

На современных автомобилях повышенной и высокой проходимости применяют несущую часть рамную, кузовную, комбинированную (рама с несущим кузовом).

Рамная несущая часть:

- проста по устройству;

- технологична;

- удобна для унификации автомобилей различного назначения.

Однако при применении рамной конструкции:

- увеличивается высота и общая масса автомобиля;

- у лонжеронной рамы трудно при минимальной массе одновременно обеспечить необходимую прочность, при работе на изгиб и кручение;

- при слишком малой жёсткости создаются тяжёлые условия для работы установленных на раме агрегатов (рамы у тяжёлых и длиннообразных автомобилей стараются делать с малой угловой жёсткостью, но с достаточно большой изгибной жёсткостью, так как уменьшение угловой жёсткости способствует сохранению контакта с дорогой в условиях, вызывающих закручивание рамы).

Лучшее сочетание прочности на изгиб и кручение обеспечивает хребтовая рама, применяемая на автомобилях «Татра». Применение хребтовой рамы позволяет:

- снизить собственную массу автомобиля;
- обеспечить большой ход независимой подвеске;
- получить меньший минимальный радиус поворота автомобиля за счёт возможности поворота управляемых колёс на больший угол, применять более широкие шины без увеличения ширины автомобиля.

К недостаткам хребтовой рамы автомобиля «Гатра» следует отнести:

- наличие ряда технологических трудностей.

Кузовные и комбинированные несущие части типичны для легковых и специальных автомобилей, автомобилей-амфибий и автобусов. Они обеспечивают:

- повышенную жёсткость и снижение массы и высоты автомобиля по сравнению с рамными конструкциями;
- надёжную защиту агрегатов трансмиссии и перевозимого имущества;
- возможность создания плавающих автомобилей;
- более лёгкую очистку, так как на несущем кузове не накапливается большого количества грязи.

Недостатками несущего кузова являются его относительная сложность и высокая стоимость.

2.5 Влияние параметров двигателя и трансмиссии на проходимость автомобиля

Основными факторами, определяющими влияние трансмиссии на проходимость, являются:

- степень использования сцепления колёс автомобиля с грунтом;
- плавность изменения момента, подводимого к ведущим колёсам;
- затраты мощности на буксование.

Решающее значение при оценке возможности полного использования сцепления колёс с грунтом и затрат мощности на буксование колёс имеет характер связи между колёсами, определяемой схемой трансмиссии, а также свойствами и местом размещения дифференциалов в трансмиссии.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

2.6 Влияние типа и параметров двигателя

В настоящее время наиболее широкое распространение получили дизельные и карбюраторные ДВС. С точки зрения проходимости предпочтительнее карбюраторный двигатель, так как он обладает лучшей приспособляемостью (коэффициент приспособляемости 1,2-1,3, у дизеля – 1,05-1,15).

В перспективе возможно применение газотурбинных двигателей, которые обладают лучшей характеристикой изменения крутящего момента.

Влияние удельной мощности двигателя

Зависимость проходимости от удельной мощности двигателя обуславливается тремя факторами:

-при увеличении удельной мощности двигателя сокращается число переключений передач с разрывом потока мощности, так и срыва верхнего слоя грунта;

-при увеличении удельной мощности двигателя повышается возможная скорость движения и соответственно увеличивается возможность использования кинетической энергии машины для преодоления участков с отрицательным значением показателя проходимости;

-при увеличении скорости уменьшается время действия нагрузки от колёс на грунт, уменьшается деформация грунта (глубина колеи) и соответственно уменьшается сопротивление движению. Однако при наличии неровностей на грунтовой поверхности увеличение скорости приводит повышению сопротивления движению из-за возрастания динамических нагрузок. Суммарное сопротивление движению при увеличении скорости может как уменьшаться, так и увеличиваться.

Для иллюстрации влияния мощности двигателя на проходимость можно привести результаты экспериментов. Испытывались автомобили КрАЗ (6х6) с двигателем без наддува (удельная мощность 8,8 кВт/т) и с двигателем с наддувом (удельная мощность 10 кВт/т, повышена на 13,4%).

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Скорость движения у автомобиля с большей удельной мощностью оказалась выше на связанных грунтах при глубине размокшего слоя 15-20 см на 23-28%, а при глубине размокшего слоя 30-35 см на 32-40%, на песчаном грунте – на 11-14%, при движении по снежной целине – на 50-70%.

На снежной целине и связном грунте с переувлажненным верхним слоем отношение скоростей движения значительно больше отношения удельных мощностей, что объясняется уменьшением глубины колеи при увеличении скорости, а также расширением возможности движения на более высоких передачах с меньшим буксованием.

2.7 Расположение агрегатов автомобиля: по взаимному расположению двигателя, кабины и грузовой платформы

Применяются четыре компоновочной схемы.

При размещении двигателя впереди кабины (схема /) получается распределение веса автомобиля по осям в соотношении 25-35% на переднюю ось и 65-75% на одну или две задние оси, что приемлемо для неполноприводных автомобилей.

Такая компоновка обеспечивает:

- нормальные условия работы водителя;
- хороший доступ к двигателю.

Однако при этом:

- увеличивается длина и масса автомобиля;
- ухудшается обзорность.

В настоящее время, применяя такую компоновку автомобиля, стремятся к перемещению кабины вперед и к сокращению длины двигателя.

Для схемы // характерны размещение двигателя в кабине или под полом кабины. Относительно часть веса, приходящего на переднюю ось, увеличивается до 45-55%. Такая компоновка широко распространена на современных полноприводных автомобилях так как при ней:

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

- улучшаются геометрические параметры проходимости (увеличения углов свеса, уменьшение радиуса проходимости);
- отсутствие выступающего вперёд капота улучшает обзорность;
- сокращаются база и длина автомобиля или появляется возможность увеличить длину платформы.

К недостаткам такой компоновки можно отнести:

- уменьшение числа посадочных мест в кабине;
- ухудшение условий работы водителя;
- затруднён доступ к двигателю;
- применение откидывающей кабины сопряжено с усложнением, приводов, необходимостью выхода пассажиров при откидывании кабины и рядом других трудностей.

Расположение двигателя сзади кабины в специальном моторном отсеке (схема III) применяется на тяжёлых автомобилях-тягачах и специальных автомобилях. При такой компоновке увеличивается число мест в кабине и доступ к двигателю более удобен, но сокращаются размеры грузовой платформы, затруднено охлаждение двигателя, так как недостаточно используется встречный поток воздуха. Радиаторы при такой компоновке ставят по бокам или сзади моторного отсека, привод к вентиляторам усложняется. Углы свеса получаются больше чем у автомобилей второй схемы.

Схему IV с размещением двигателя в задней или средней части автомобиля применяют для автобусов и автомобилей с несущим кузовом, автомобилей-амфибий. Это схема позволяет придать необходимые формы передней части кузова, обеспечивает высокую обзорность и лучшую комфортабельность. Негативными сторонами такой компоновки являются сложность дистанционных приводов управления двигателя и механизмов трансмиссии, трудности вы в обеспечении эффективности системы охлаждения.

2.8 Влияние типа и схемы трансмиссии

2.8.1 Тип трансмиссии

Трансмиссии по типу трансформаторов крутящего момента подразделяются на:

- ступенчатые;
- бесступенчатые;
- непрерывно-ступенчатые;

Бесступенчатые и непрерывно-ступенчатые трансмиссии имеют следующие преимущества:

-более полное использование мощности двигателя за счёт непрерывности регулирования силового потока непрерывная передача обеспечивает, что улучшает динамику автомобиля и его проходимость;

-уменьшается вероятность срыва грунта и пробуксовки колёс за счёт плавного регулирования передаточного числа, без разрыва силового потока к ведущим колёсам. Влияние на проходимость плавности изменение момента, подводимого колёсам, существенно на грунтах, задернованных или имеющих тонкий верхний корковый слой. При резком изменении момента возможен срез верхнего слоя грунта, сила сцепления снижается, повышается буксование, увеличивается погружение колёс в грунт, показатель проходимости снижается. Величина снижения проходимости из-за резкого изменения момента может достигать 10...15%.

-плавная передача крутящего момента, снижает крутильные колебания в силовой передаче и тем самым также улучшает сцепление колёс с грунтом, особенно рыхлым, сыпучим;

-способность трансформатора работать даже при полностью остановленном выходном вале позволяет получать силу тяги на неподвижных ведущих колёсах, что облегчает вытаскивание застрявшего автомобиля с помощью вспомогательных средств; в этом случае нужна дополнительная сила, равная лишь разности между силой сопротивления и силой тяги на ведущих колёсах при работающем двигателе.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

- большой диапазон регулирования;
- обеспечение длительного движения автомобиля с очень малой устойчивой скоростью при сравнительно высококом.п.д., что также способствует повышению проходимости автомобиля на слабых грунтах;
- значительно облегчается управление автомобилем, что особенно важно при движении в тяжёлых дорожных условиях и, следовательно, также способствует повышению его проходимости.

2.8.2 Схема трансмиссии

Применяемые на современных автомобилях схемы трансмиссий можно разделить на две группы: мостовые и Н – образные.

У мостовых схем основные агрегаты трансмиссии размещены вдоль продольной оси автомобиля, посередине машины, а у Н – образных схем вдоль бортов.

При применении Н – образной схемы:

- обеспечиваются более благоприятные условия для компоновки автомобиля в целом, так как в сочетании с независимой подвеской получается гладкое днище: освобождается средняя часть машины для размещения силовой установки и специального оборудования, уменьшается погрузочная и общая высота автомобиля;

- обеспечивается большой дорожный просвет

- несколько увеличивается вес трансмиссии;

Большое значение для проходимости автомобилей имеет тип главной передачи, определяющий в значительной мере величину дорожного просвета. Для мостовых схем лучшей в этом отношении является двойная разнесенная главная передача, состоящая из конической передачи, смонтированной совместно с межколёсным дифференциалом, и колесных редукторов, выполненных в виде цилиндрической пары с наружным зацеплением и размещением ведущей шестерни над ведомой.

2.9 Влияние типа межколёсного дифференциала

На современных полноприводных автомобилях между колёсами устанавливают простой (шестерёнчатый) дифференциал, простой дифференциал с принудительной блокировкой, самоблокирующиеся дифференциалы с повышенным внутренним трением, дифференциал с механизмами свободного хода.

Тяговые усилия полноприводной машины представляют собой сумму всех тяговых усилий всех ведущих мостов. Необходимо исследовать факторы, определяющие тяговое усилие каждого моста, при чем рассматриваются только факторы, с взаимодействием движителя с опорной поверхностью.

При расчёте тяговых свойств вновь создаваемой машины следует исходить из равенства нормальных нагрузок колёс моста и одинаковых значений коэффициента сцепления. В этом случае максимально тяговое усилие моста не зависит от схемы межколёсной связи и типа привода.

Однако при движении в условиях бездорожья во многих случаях коэффициенты сцепления колёс не одинаковы. Причиной этого в большинстве случаев является физическое состояние поверхности дороги, а также степень износа протектора колёс, различное давление воздуха в шинах и т.п. Например, при работе машины на склоне и работа трактора на пахоте, когда одно колесо моста движется в борозде, а другое по невспаханной части поля, нормальные нагрузки колёс не равны между собой. На автомобиле такое явление отмечается при смещённом центре тяжести груза.

Определим максимально тяговое усилие моста в этих условиях при разных схемах межколёсного привода. При заблокированном приводе тяговое усилие моста наибольшее, т.е

$$\sum P_m = P_{mл} + P_{mп} = (\varphi_{\min} + \varphi_{\max})Rz \quad (2.1)$$

где φ_{\min} и φ_{\max} – коэффициенты сцепления колёс с дорогой соответственно минимальный и максимальный. Таким образом при применении заблокированного привода обеспечивается полное использование сцепления колёс с грунтом.

Однако при криволинейном движении автомобиля с заблокированным дифференциалом нарушается соответствие между угловой и линейной скоростями колёс, внутреннее колесо движется с пробуксовкой, что снижает проходимость, увеличивает износ шин и деталей механизма привода к колёсам.

При дифференциальном приводе с симметричным межколёсным дифференциалом тяговое усилие наименьшее, т.е.

$$\sum P_m = P_{mл} + P_{mп} = 2\varphi \min R_z \quad (2.2)$$

Если силы сцепления с грунтом левого и правого колёс неодинаковы не обеспечивается возможность полного сцепления колёс с дорогой в случаях, когда коэффициент блокировки меньше отношения сил сцепления правого и левого колёс, в результате чего ухудшаются показатели проходимости автомобиля.

При использовании самоблокирующегося дифференциала тяговое усилие занимает промежуточное значение и близко к заблокированному или к дифференциальному приводу в зависимости от коэффициента блокировки. В этом случае

$$\sum P_m = P_{mл} + P_{mп} = \varphi \min(1 + K_m) R_z = \frac{2\varphi \min R_z}{1 - K_b} \quad (2.3)$$

Пусть $\varphi_{\min}=0,2$; $\varphi_{\max}=0,8$; $K_b=2,5$; нормальные нагрузки колёс одинаковые. Тогда тяговые условия мостов при заблокированном и дифференциальном приводах и при использовании самоблокирующегося дифференциала будут в отношении, как 1,0:0,4:0,7. Эти отношения определяют проходимость машины с одним ведущим мостом. Если в колёсной машине несколько ведущих мостов, то проходимость характеризуется суммарной тяговой силой машины.

Схема межколёсного привода влияет не только на экстремальные значения тягового усилия моста, но и на экономичность и производительность машины при любом промежуточном значении касательной силы тяги моста.

										Лист
										40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

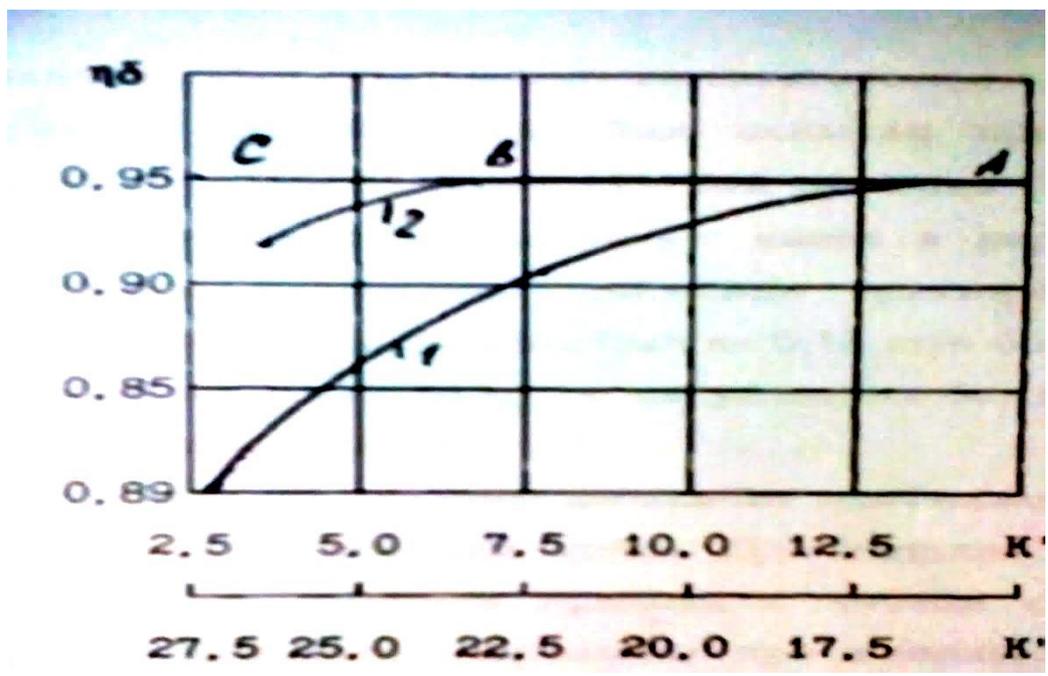


Рисунок 1 – Изменение коэффициента полезного действия.

Результаты расчётов для трёх видов межколёсного привода приведены на рисунке 1.

При заблокированном приводе коэффициент η_{δ} постоянный во всём диапазоне изменения K' и K'' (прямая AC) при равных коэффициентах буксования колёс. При дифференциальном приводе с нарастанием разницы K' и K'' КПД уменьшается (кривая 1) при возрастающей разнице буксования колёс. При самоблокирующем дифференциале на участке АВ привод действует как заблокированный и поэтому КПД остаётся постоянным. При достижении отношения K/K'' значения K_{δ} (точка В) дифференциал срабатывает. С возрастанием отношения K' и K'' разница буксований колёс увеличивается и КПД уменьшается (кривая 2).

Таким образом, при движении во внедорожных условиях наименьшие потери мощности на буксование, наблюдаются при заблокированном приводе. Они достаточно малы при использовании самоблокирующихся дифференциалов, а при дифференциальном приводе потери мощности повышенные.

Для проверки конструктивного кинематического несоответствия на расход топлива трактор МТЗ-82 (4x4) был испытан при двух значениях кинематического несоответствия (0,04 и 0,11). Эти значения были получены при использовании соответствующих передаточных чисел к переднему ведущему мосту. Испытания показали, что при движении трактора с нагруженным прицепом 2ПТС-6 по полю расход топлива был на 0,18 кг/ч больше при $K_v=0,11$. Во время движения того же трактора в тех же условиях без нагрузки на крюке расход топлива увеличился на 0,41 кг/ч.

Условия движения колёсной машины вызывают необходимость обеспечения независимости угловых скоростей всех колёс. Для ведущих колёс эта задача решается путём применения системы привода с числом степеней свободы, равным числу ведущих колёс, что возможно при использовании различных дифференциальных механизмов. Исследования и опыт эксплуатации машин с таким приводом подтвердили их высокие эксплуатационные свойства (грузовой автомобиль МАЗ-509, легковой автомобиль ВАЗ-2121 «Нива» и др.).

На КПД колёсного движителя влияет закон распределения тяговой нагрузки между ведущими мостами, который, в свою очередь, зависит от кинематического несоответствия заблокированного межосевого привода и передаточного числа межосевого дифференциала. Наименьшие потери мощности в движителе будут при такой распределении тяговой нагрузки между мостами, при котором обеспечиваются равные коэффициенты буксования всех ведущих колёс в любых дорожных условиях. Это будет соблюдено, если отношение силы тяги мостов (колёс) равно отношению коэффициентов тангенциальной жёсткости шин и грунта соответствующих мостов (колёс).

Дифференциал с коэффициентом блокировки $K_b=1$ в большинстве случаев обеспечивает автомобилю хорошую устойчивость. В частности, на дорогах с низким коэффициентом сцепления движения автомобиля в этом случае устойчиво в результате равенства тангенциальных реакций, благодаря чему отсутствует поворачивающий момент, вызывающий занос.

При торможении автомобиля на дорогах с низким коэффициентом сцепления рекомендуется тормозить двигателем, так как тогда тормозной момент двигателя, увеличенный за счёт передаточного числа трансмиссии, распределяется поровну между колёсами, что предотвращает занос автомобиля.

При движении автомобиля по той же дороге с заблокированным дифференциалом разность тангенциальных усилий, обусловленная разными коэффициентами сцепления колёс с дорожной поверхностью, приводит к появлению свободного (неуравновешенного) момента, в следствии чего нарушается устойчивость автомобиля и затрудняет управляемость.

Неуравновешенный момент является причиной возникновения на колёсах боковых сил, а вместе с тем их увода, что вызывает отклонение автомобиля от прямолинейного направления движения. В тоже время движение автомобиля с заблокированным или самоблокирующимся дифференциалом в тяговом режиме на повороте более устойчиво, так как на отстающем, внутреннем по отношению к центру поворота колесе возникает большая тангенциальная реакция, чем на внешнем забегающем. При этом создаётся момент, препятствующий заносу.

Наличие дифференциала в ведущей оси автомобиля способствует раскручиванию колеса двигателем при его отрыве от дорожного полотна. Приземление скрученного колеса вызывает возникновение на ведущих колёсах разных по величине тяговых сил. Эти силы создают моменты в плоскости дороги, стремящиеся нарушить боковую устойчивость автомобиля. С повышением скорости движения вероятность устойчивости возрастает, так как растёт число случаев отрыва колёс, время нахождения их в воздухе и увеличивается подводимый к колёсам крутящий момент.

Запас устойчивости оси автомобиля против заноса определяется отношением максимальной боковой силы, допускаемой по условию сцепления колёс с дорогой, к силе Y_{max} фактически действующей на рассматриваемую ось:

$$\gamma = \frac{Y_{max}}{Y} \quad (2.4)$$

Приземление раскрученного колеса на дорогу сопровождается его пробуксовыванием. Буксующее колесо, как известно, боковых нагрузок не воспринимает следовательно, для ведущей оси реакция Y_{\max} будет восприниматься только колесом имеющем сцепление с дорогой, на котором тяговое усилие меньше предельного усилия по сцеплению.

В процессе приземления раскрученного колеса резко возрастает величина его условного замедления. Максимальное значение замедления в значительной мере зависит от коэффициента сцепления шины с дорогой, жёсткости подвески, тангенциальной и радиальной эластичности шины. При необходимой величине коэффициента блокировки дифференциала ($K_b=1...1,5$) приземление колеса сопровождается увеличением запаса устойчивости оси только до определённых значений. Последующее увеличение замедления приводит к резкому снижению запаса устойчивости.

Устойчивость обеспечивается, равенством тангенциальных реакций на ведущих колёсах при движении по скользкой дороге и торможении двигателем.

Просто (шестеренчатый) дифференциал имеет малое внутреннее трение и соответственно малую величину коэффициента блокировки $K_b=1,07...1,1$. Поэтому при равных значениях сцепление левого и правого колёс с грунтом как при прямолинейном, та и при криволинейном движении обеспечивает наилучшие показатели проходимости и экономичности. Высокая топливная экономичность обеспечивается у автомобилей с простым дифференциалом с принудительной блокировкой, но это только при условии своевременного включения и выключения механической блокировки, что определяет правильность и своевременность действий водителя.

Соппротивление повороту и минимальный радиус поворота по мере увеличения K_b также увеличивается. Но вопрос о влиянии коэффициента блокировки на устойчивость автомобиля при движении более сложен. При увеличении K_b увеличивается момент сопротивления повороту, который можно рассматривать как стабилизирующие и следовательно, устойчивость должна повышаться. Вместе с тем происходит увеличение боковых сил на колёсах, что вызывает увеличение бокового увода колёс и может привести к снижению устойчивости по заносу. При движении на повороте сила тяги создаётся только на внутренних колёсах, что соответствует предельному увеличению K_b до \sim . Соответственно происходит значительное ухудшение поворачиваемости и повышение вероятности заноса (потери устойчивости).

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

Схема межосевого привода оказывает влияние на поворачиваемость машин. Испытания автомобиля МАЗ-502 (4x4) с нагрузкой в кузове 4,5т и прицепом массой 9,5т показали, что при заблокированном межосевом дифференциале минимальный радиус поворота увеличивается на 15-25% по сравнению с разблокированным несимметричным дифференциалом.

При увеличении Кб происходит увеличение проходимости при прямолинейном движении, но ухудшается управление и снижение топливной экономичности во многих случаях движение на повороте. При движении на повороте с минимальным радиусом относительная скорость полуосей сравнительно небольшая, величина коэффициента блокировки уменьшается, что обеспечивает высокую экономичность и хорошую управляемость.

Приведенные данные подтверждают вывод о влиянии большого коэффициента блокировки межколёсного дифференциала на поворачиваемость машины.

Характеристики дифференциалов оказывают влияние и на устойчивость прямолинейного движения машины.

Во время продолжительных дорожных испытаний грузовых автомобилей МАЗ (4x2) с дифференциалом свободного хода в условиях бездорожья отмечались случаи повышенного поперечного «влияния» автомобилей по сравнению с автомобилями, имеющими конические дифференциалы. В условиях скользких дорог применение дифференциалов свободного хода повышает склонность автомобиля к заносу. Изучение этих явлений позволяет сделать следующий вывод. Известно, что колесо, полностью реализующее силу тяги по сцеплению в продольном направлении, теряет устойчивость в поперечном направлении [3].

										Лист
										46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

У автомобилей с коническим дифференциалом чаще буксует одно колесо, а второе колесо не полностью реализует силу сцепления дорогой, что обеспечивает более устойчивое прямолинейное движение колёс ведущего моста. У автомобилей с самоблокирующимися дифференциалами в аналогичных случаях буксуют оба колеса (но значительно реже). Сила тяги реализуется в продольном направлении, поэтому несколько ухудшается поперечная устойчивость колес ведущего моста.

Кроме того, самоблокирующийся дифференциал допускает перераспределение сил тяги между колёсами моста. В отличие от автомобилей с симметричными дифференциалами в этом случае в процессе движения создаётся дополнительный момент, стремящийся повернуть автомобиль в плоскости дороги, что иногда вызывает поперечное влияние автомобиля. Однако влияние автомобиля не является недостатком самоблокирующегося дифференциала, оно происходит вследствие полного использования силы сцепления колёс с дорогой. Испытания показали, что поперечное влияние автомобиля незначительно и практически не изменяет эксплуатационных свойств автомобиля.

Если рассмотреть устойчивость движения автомобилей, главным образом легковых, с обычными коническими дифференциалами при отрыве одного из ведущих колёс от дороги, вызываемом отдельными неровностями, то можно заметить, что отрыв и приземление колеса создают с учётом инерционных сил неодинаковые продольные силы от дороги колеса. Эти силы вызывают поперечные колебания ведущих мостов и кузовов автомобилей.

Блокирование межколесного дифференциала позволяет уменьшить раскручивание оторвавшегося от дороги колеса, что снижает поперечные колебания и улучшает устойчивость автомобиля при прямолинейном движении.

В практике эксплуатация машин (особенно сельскохозяйственных) отмечаются случаи, когда результирующая внешних сил смещена вбок направления от продольной оси машины. В результате возникает отклоняющий момент, стремящийся развернуть машину. Для сохранения прямолинейного движения необходимо постоянно поддерживать управляемые колёса машины в повёрнутом положении. В этих случаях предпочтительнее использовать в ведущих мостах блокированный привод или самоблокирующиеся дифференциалы. Так, испытания самоходного

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

шасси с автоматической блокировкой дифференциала, предназначенного для работы с широкозахватной жаткой, показали следующее [4]. Для поддержания прямолинейного движения при появлении в плоскости дороги внешнего отклоняющего момента максимальный угол отклонения управляемых колёс у шасси с автоматической блокировкой дифференциала составляют около $\pm 9^\circ$. При использовании автоматической блокировки дифференциала число отклонений управляемых колёс уменьшилось примерно в 1,5-2 раза.

2.10 Тенденции развития систем распределения мощности колёсных машин

Существующие типы трансмиссий автомобилей многоцелевого назначения можно условно разделить на три основные группы по типу привода;

- 1) Дифференциальный и (или) блокируемый постоянный привод всех колёс
- 2) Постоянный привод всех колёс с автоматическим перераспределением крутящих моментов между мостами в зависимости от условий эксплуатации;
- 3) Привод с ручным (неавтоматическим) подключением колёс одного из мостов.

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

ЗАНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

3.1 Дифференциалы с постоянным соотношением моментов

3.1.1 Симметричный конический дифференциал [1]

Симметричные конические дифференциалы получили наибольшее распространение (их часто называют простыми) на легковых и грузовых автомобилях, в качестве межколёсных, а иногда и межосевых дифференциалов.

Механизм дифференциала включает;

-корпус (неразъёмный или разъёмный);

-сателлиты (два или четыре);

-ось сателлитов или крестовика;

-полуосевые шестерни;

-опоры (ионические подшипники) и детали крепления.

Особенностями конструкции дифференциалов являются:

-сателлиты и полуосевые шестерни выполняются прямозубыми;

-установка антифрикционных шайб между трущимися поверхностями для уменьшения трения;

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

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

К преимуществам простого конического дифференциала следует отнести:

-простота конструкции и изготовления;

-минимальные размеры масса и стоимость (используются для изготовления дешёвые материалы);

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

- обеспечение хорошей управляемости и устойчивости;
- высокий КПД (малые потери на трение) (0,85...0,95);
- высокая надёжность.

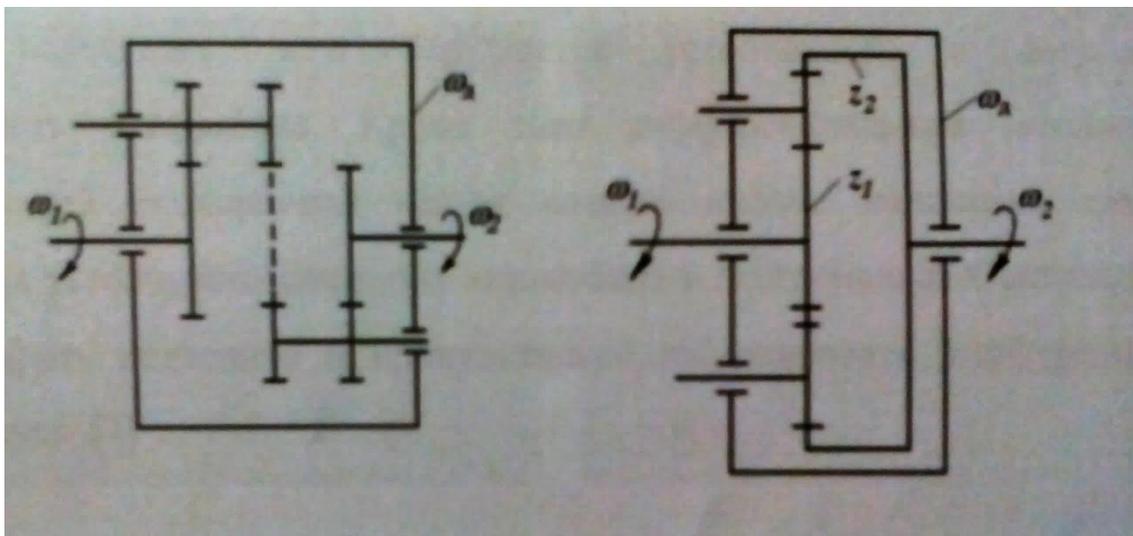
Отрицательным качеством является ограничение проходимости и не исключение заноса автомобиля.[5,6]

3.1.2 Симметричный цилиндрический дифференциал

Содержит попарно связанные между собой сателлиты, установленные на осях корпуса и две цилиндрические шестерни.

Недостатки: большее число деталей, большая сложность изготовления. [7,8]

3.1.3 Несимметричный цилиндрический дифференциал [7,8]



а

б

а-несимметричный; б-симметричный;

Рисунок 2-Цилиндрический дифференциал

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

50

3.1.4 Принудительная блокировка дифференциалов

В настоящее время существует два варианта блокирования дифференциала:

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

При применении простого дифференциала с принудительной блокировкой обеспечивается наибольшее тяговое усилие. Главное достоинство дифференциалов с принудительной блокировкой состоит в том, что они позволяют в необходимых случаях выключать из работы дифференциал и обеспечивать жёсткую связь привода, обладающую свойством перераспределять крутящий момент на те мосты и колёса, которые способны реализовать большие его величины, предотвращая тем самым буксование колёс, оказавшихся в неблагоприятных условиях по сцеплению. Вместе с тем, при движении автомобиля с заблокированным дифференциалом нарушается соответствие между угловой и линейной скоростями колёс, повышается нагрузка на трансмиссию (при разнице радиусов качения 7...8 мм нагружение трансмиссии крутящим моментом увеличивается в 2 раза), наблюдается ускорение изнашивание шин, возникает разность тангенциальных усилий, обусловленная разными коэффициентами сцепления ведущих колёс с грунтом, что приводит к возникновению свободного момента, вследствие чего нарушается устойчивость и затрудняется управляемость автомобиля. Кроме того дифференциальные механизмы с принудительной блокировкой нельзя назвать вполне надёжным средством обеспечения устойчивого движения автомобиля в экстремальных ситуациях, так как предвидеть последние и принудительно заблокировать дифференциал не всегда удаётся.[9]

3.2 Самоблокирующиеся дифференциалы

Самоблокирующиеся дифференциалы с повышенным внутренним трением имеют коэффициентом блокировки, значительно больший единицы. [1] Они обладают некоторой автоматичностью действия. Дифференциал автоматически блокируется при отношении моментов на колёсах меньшем, чем коэффициент блокировки. И только в случае равенства отношение моментов коэффициенту блокировки дифференциал разблокируется и даёт возможность колёсам вращаться с неодинаковой угловой скоростью. В настоящее время нашли распространение конического дифференциала с фрикционными блокирующими муфтами, червячные дифференциалы,

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

кулачковые дифференциалы (с осевым расположением кулачков, и с радиальным расположением).

При использовании самоблокирующегося дифференциала тяговое усилие занимает промежуточное значение близкое к заблокированному или к дифференциальному приводу в зависимости от коэффициента блокировки. Наиболее эффективно применять такой дифференциал на разбитых дорогах и снежной целине. Вместе с тем в результате установки самоблокирующегося дифференциала примерно вдвое повышается вероятность заноса на скользких дорогах. В гололёд автомобиль самоблокирующимся дифференциалом имеет плохую управляемость.[9]

3.2.1 Конические дифференциалы, повышенного трения

Конические дифференциалы с фрикционными блокирующимися муфтами делятся на две группы:

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

Эти дифференциалы имеют сравнительно малый коэффициент блокировки. По экспериментальным данным дифференциалы 1-й группы имеют $K_b=0,23\dots 0,38$. Для получения больших значений коэффициента блокировки существенно усложняется конструкция дифференциала и увеличиваются габаритные размеры.

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

- более сложны по конструкции;
- имеют большие габариты и массу;

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

- при небольшом моменте трения малоэффективны, а при большом – блокируются в широком диапазоне нагрузок, что может вызвать износ шин;
- имеют более низкий КПД (0,75...0,85);
- ухудшают управляемость и устойчивость.

Поэтому они не получили широкого распространения.

3.2.2 Кулачковые дифференциалы

Ведущим элементом является корпус дифференциала с обоймой (сепаратором), в отверстиях которой могут перемещаться в радиальном направлении (один или два) ряда сухарей. Ведомыми элементами являются наружная и внутренняя звёздочки имеющие кулачки, причём углы наклона кулачков наружной и внутренней неравны, что обеспечивает равенство моментов на полуосях при прямолинейном движении.

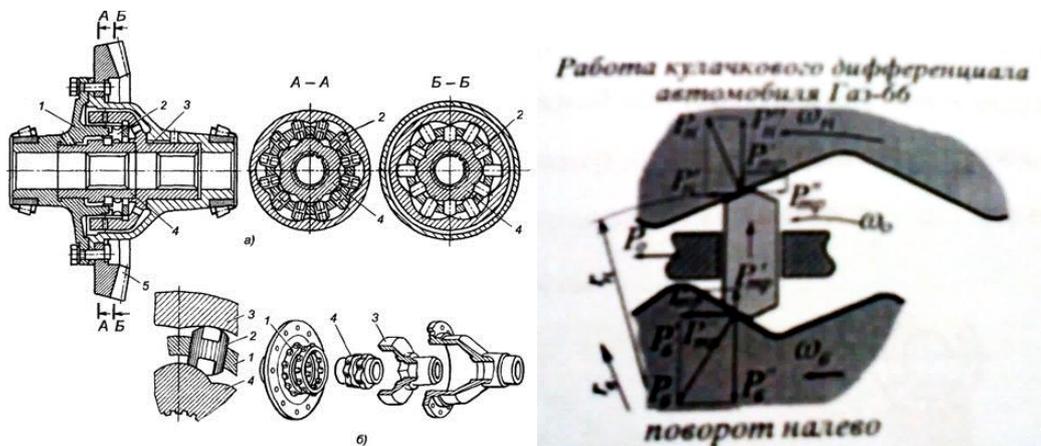


Рисунок 3 – Кулачковый дифференциал

При повороте или движении по дороге с неоднородным коэффициентом сцепления, за счёт сил трения между сухарями и поверхностями кулачков увеличивается момент, передаваемый на отстающую полуось, и уменьшается момент, передаваемый на забегающую полуось что в конечном итоге обеспечивает повышение проходимости автомобиля. В выполненных конструкциях кулачкового дифференциала $K_m=4...5$. В тоже время, такие дифференциалы имеют следующие недостатки:

- сложная конструкция
- требуют высокой точности изготовления и применения дорогостоящих материалов (20ХН2М, 15ХГН2ТА);

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

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

- низкий КПД
- неодинаковое значение коэффициента блокировки в одну и другую сторону
- при сильном износе кулачков возможно заклинивание сухарей.[9]

3.2.3 Червячный дифференциал

Червячные дифференциалы имеют коэффициенты блокировки равные 0,71...0,87. За рубежом нашли широкое применение червячные дифференциалы Торсена («Тойота RAV», «Понтиак Гран При 300» и т.д.).

По результатам экспериментов, коэффициент блокировки червячного дифференциала для Урал-375 увеличивался от 0,71 при малой относительной скорости до 0,82 при большой относительной скорости полуосей. Отмечается его достаточно высокая долговечность. Наиболее эффективно применять такой дифференциал на разбитых дорогах и снежной целине. Вместе с тем в результате установки червячного дифференциала примерно вдвое повысилась вероятность заноса на скользких дорогах. В гололёд автомобиль с червячным дифференциалом имел плохую управляемость.

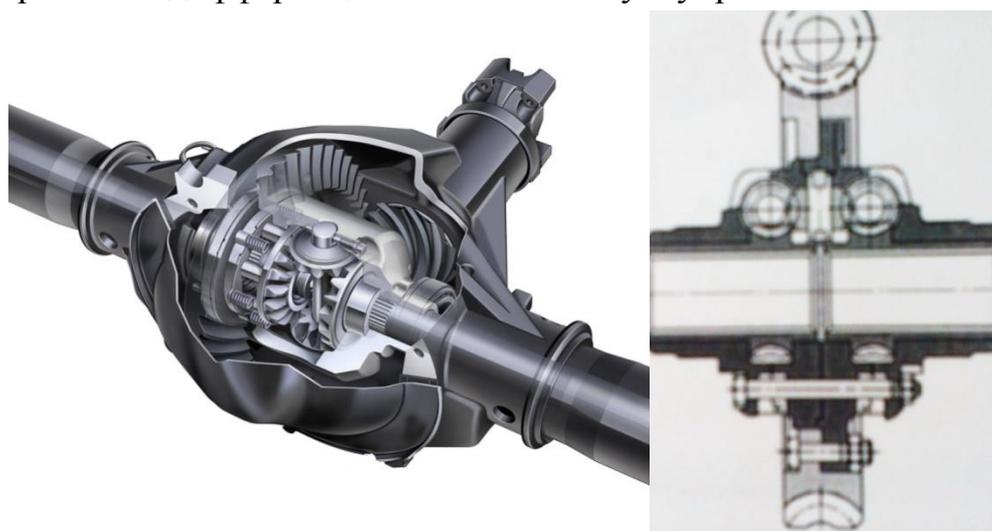
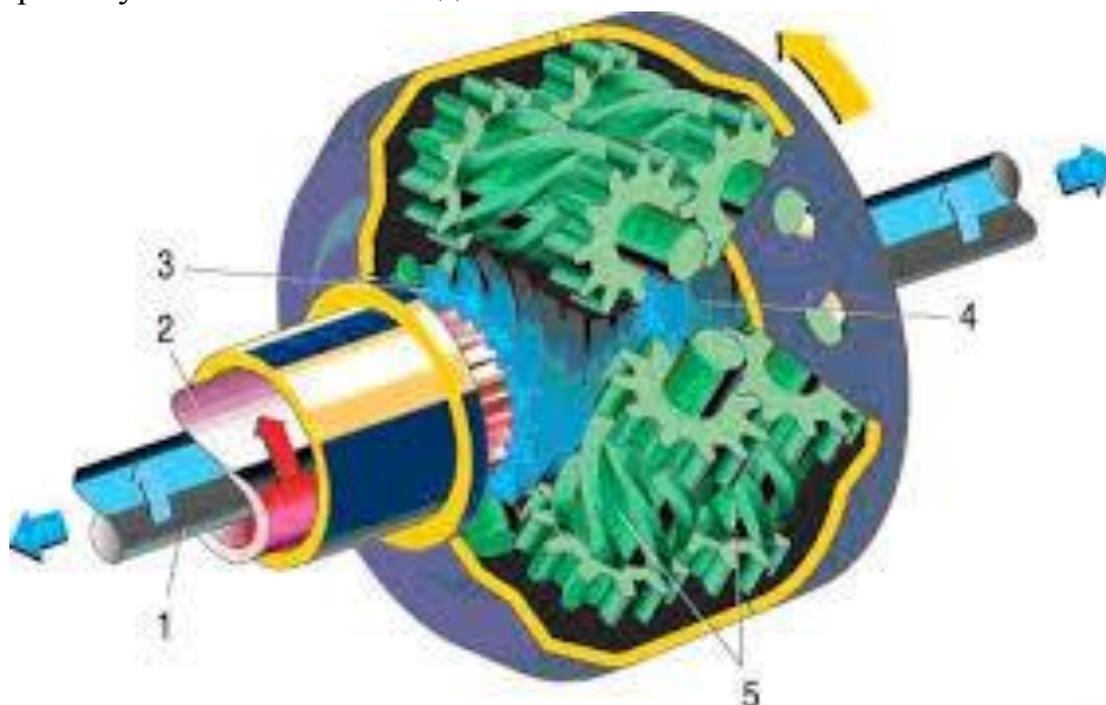


Рисунок 4 – Дифференциал «Торсен»

Место червячного дифференциала в трансмиссиях современных автомобилей занял дифференциал повышенного трения «Торсен», разработанный фирмой «Глисон» (Gleason). Своё имя он получил от слов torque и sensing – в переводе «чувствующий момент». «Торсен» передаёт «лишние» силы (от 30 до 65%) от буксующих колёс на более медленную ось. Таким образом, необходимость в ручной блокировке отпала. [9,2]

Дифференциал «Торсен» - это несколько червячных передач, вращающихся внутри герметичного цилиндрического корпуса (рис. 4). От углов наклона червяков и применяемых материалов зависит коэффициент блокировки. Он определяет, когда и какой дополнительный момент должен перейти на ось, имеющую лучшее сцепление с дорогой.

«Торсен» избавил водителя от ненужной работы, однако на небольших «кваттро» задний дифференциал по-прежнему «запирался» вручную. Но теперь блокировка автоматически отключалась на определённой скорости. На крупногабаритных и мощных автомобилях, например «Ауди-V8», «Торсен» устанавливали на заднюю ось.



1- привод передней оси; 2-полый вторичный вал; 3-червячная передача передней оси; 4-червячная передача задней оси; 5-червячные колёса

Рисунок 5 – Дифференциал повышенного трения «Торсен»

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

55

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

3.3 Отключающийся механизм (свободного хода)

Эти механизмы нельзя относить к дифференциалам, так как они не подчиняются кинематическим закономерностям дифференциала. Напомнить особенности конструкции и принцип действия кулачкового отключающего механизма.

Особенностями конструкции являются:

- корпус механизма состоит из двух половин;
- в корпусе зажато ведущее кольцо кулачками прямоугольного сечения с обеих сторон, впадины между кулачками по ширине больше ширины кулачков;
- в зацепление с этими кулачками входят кулачки двух полумуфт, установленных на шлицах ступиц, связанных с полуосями;
- полумуфты прижимаются пружинами к ведущему кольцу;
- внутри ведущего кольца помещено центральное кольцо, на обоих торцах которого нарезаны трапециевидные зубья;
- на внутренних торцах полумуфт концентрично кулачкам прямоугольного сечения нарезаны также зубья трапециевидного профиля которые входят в зацепление с трапециевидными зубьями центрального кольца, когда угловые скорости полуосей одинаковы;
- на цилиндрический выступ каждой полумуфты надето с некоторым натягом блокирующее кольцо.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

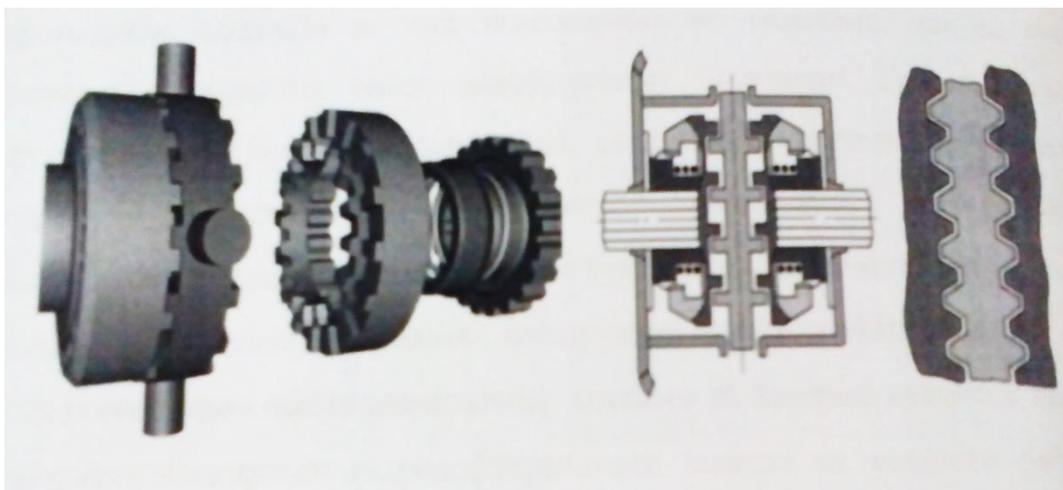


Рисунок 6 – Муфта свободного хода.

Принцип действия отключающего механизма основан на отключении забегающей полумуфты за счёт трапециевидной формы зубьев внутреннего кольца и полумуфт.

При движении, когда обе полуоси имеют одинаковую угловую скорость, кулачки ведущего кольца упираются в кулачки полумуфт и дифференциал вращается как одно целое. Если одна из полуосей имеет большую угловую скорость (например, полуось, связанная с внешним колесом на повороте), то полумуфта этой полуоси, перемещаясь в осевом направлении, выходит из зацепления с ведущим кольцом и полуось с колесом вращаются свободно. Для этого имеется специальное устройство.

Основным достоинством отключающего механизма является обеспечение высокой проходимости, однако, он сложен технологически, что отражается на его стоимости, ухудшает управляемость, повышает износ шин, ухудшается проходимость на повороте.

В эксплуатации наблюдали случаи, когда зимой, при застывшем в корпусе дифференциала масле, включение и выключение полумуфт до прогрева масла несколько замедлено.

3.4 Гидравлические дифференциалы

3.4.1 Дифференциалы с сопротивлением перетеканию жидкости

В основном существует два вида их применения:

-звено, непосредственно передающее мощность к ведущему мосту или одному из колёс, иначе «вязкостная трансмиссия» (VT) («Рейндж-Ровер-NSE», «Гран Чероки», «Гольф-Синкро»);

-Средство, блокирующее межколесный или межосевой дифференциал, называемая иначе «вязкостный контроль» (VC) («Ауди-А8»).

Как показали эксперименты вязкостная муфта автоматически препятствует возникновению кинематического рассогласования между связанными с ней валами-вплоть до их полной блокировки, если этого требует дорожная ситуация. Следует ожидать, что дальнейшее развитие конструкции вязкостных муфт пойдёт по пути сглаживания или устранения их недостатков, в особенности в части свойств, ухудшающих управляемость автомобилей и совместимости с АБС. [2]

3.4.3 Электронные системы управления дифференциалами

Сегодня очевидно, что электронное управляющее устройство способно существенно повысить тяговые возможности и активную безопасность автомобиля, поскольку позволяют быстро влиять на его эксплуатационные качества в зависимости от условий движения.

										Лист
										59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

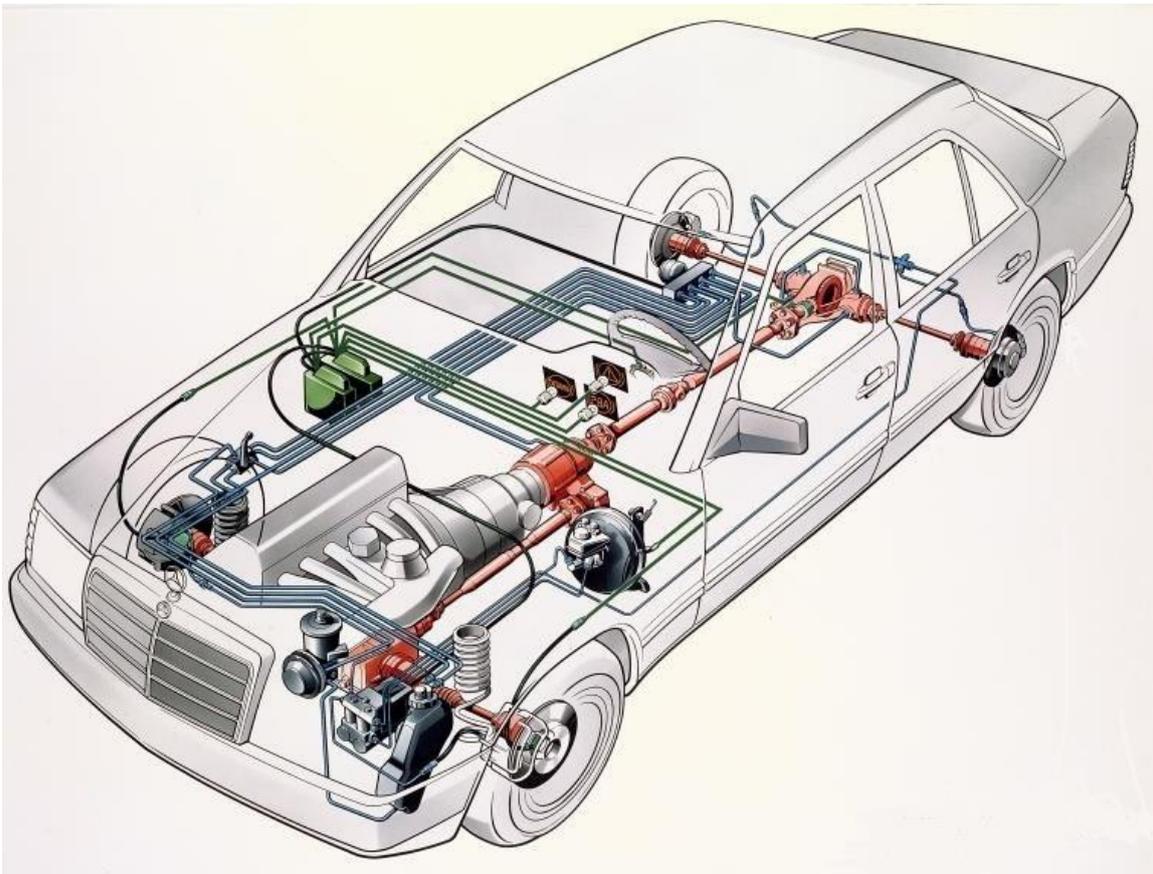


Рисунок 8 – Система «Фирматик»

Заслуживает внимания дифференциал с устройствами для автоматической блокировки или иначе автоматически блокируемый дифференциал (АБД) («Порше-Кarrera 4», «Мерседес-Фирматик», «Тойота-RAV4»). В качестве задающего параметра в них используется величина относительной скорости или углового ускорения полуосей. [2]

Им управляет микропроцессор на основе сигналов от датчиков скорости. Когда разность скоростей вращения ведущих колёс превысит определённое значение, компьютер включает насос, давление жидкости замыкает многодисковые сцепления и дифференциал оказывается заблокированным.

Такое устройство существенно облегчает трогание на скользкой, особенно обледенелой дороге. При скоростях свыше 50 км/ч ЭВМ ограничивает степень блокировки 30-35%, что также улучшает управляемость автомобиля. При нажатии на педаль тормоза процессор отключает блокировку дифференциала, позволяя сохранить курсовую устойчивость затормаживаемой машины, а также эффективность АБС, если она имеется.

пробуксовки колёс, причём диапазон его действий автоматически ограничен небольшими скоростями. В режиме торможения система ПБС работает как антиблокировочная, совмещая таким образом две функции. Она обеспечивает уверенное трогание и стабильное движение на участках дорог, где коэффициенты сцепления колёс оказываются различны.

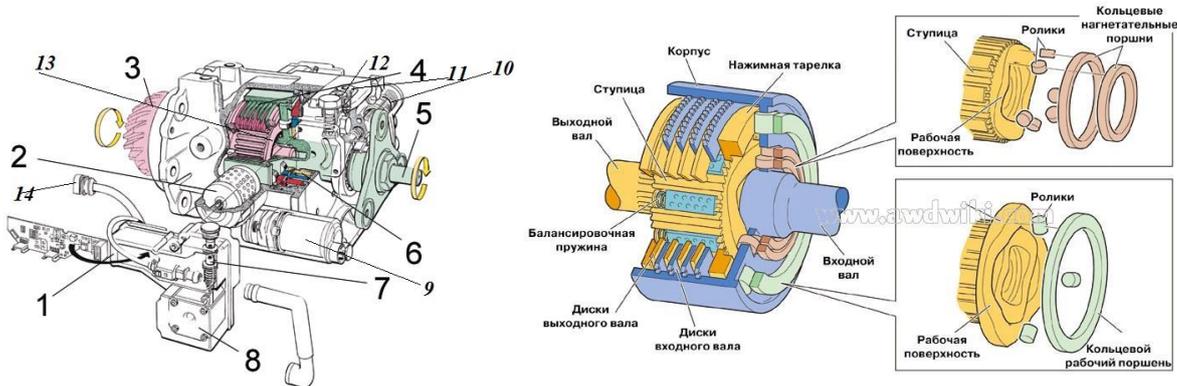
На современных автомобилях Volkswagen, Volvoи некоторых других марок нашли применение муфты Haldex.

Механическая часть муфты Haldex состоит из цилиндрического выходного вала с аксиально-поршневым насосом и рабочим поршнем, выходного вала с приводной головкой и дисковым кулачком, а также набора фрикционных дисков. Наружные диски сцеплены с входным валом, а внутренние диски через зубчатое зацепление с выходным валом.

Когда между входным и выходным валами возникает разница в частоте вращения, на поршень аксиально-поршневого насоса направляется то выступающая, то опускающаяся часть дискового кулачка. В результате этого движения поршня взад-вперёд создаётся давление масла, которое через масляный канал воздействует на рабочий поршень. Рабочий поршень давит на нажимной диск набора фрикционных дисков. Набор фрикционных дисков сжимается, и между входным и выходным валами возникает таким образом сцепление.

Гидравлическая часть муфты Haldex состоит из подпиточного нагнетателя, масляного фильтра, выпускного и напорного клапанов, предохранительного клапана, регулировочного клапана с исполнительным двигателем и гидроаккумулятора. С тем чтобы система могла быстро срабатывать, электрический подпиточный нагнетатель, начиная с частоты вращения двигателя 400 об/мин, нагнетает в гидравлической системе муфты давление подпитки 4 бар. Давление подпитки поддерживается гидроаккумулятором и воздействует как на поршень аксиально-поршневого насоса, так и на рабочий поршень. Это имеет то преимущество, что, с одной стороны поршень аксиально-поршневого насоса прилегает к дисковому кулачку и, с другой стороны, благодаря легковому давлению подпора устраняется зазор из набора фрикционных дисков. Наряду с поддержанием давления подпитки гидроаккумулятор имеет ещё одну задачу – выравнивания колебания давления в системе. Основной элемент гидравлики – регулировочный клапан. Он управляется от исполнительного двигателя, который в свою очередь выполняет приказы блока управления. Когда регулировочный клапан закрыт, то при разнице в оборотах между входным и выходным валами создаётся рабочее давление, величина которого ограничивается предохранительным клапаном. Крутящий момент через

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62



1-электронный «мозг»; 2-масляный фильтр; 3-ведущий вал главной передачи заднего моста; 4-многодисковое сцепление; 5-входной клапан; 6-гидравлическое нажимное устройство; 7-управляющий клапан; 8-шаговый электродвигатель; 9-гидронасос; 10-управляющие клапаны; 11-клапан переагрузки; 12-шариковые клапана; 13-боковая поверхность диска; 14-коммутирующий узел.

Рисунок 9 – Система полного привода «Haldex»

Механическая часть муфты Haldex состоит из цилиндрического входного вала с аксиально-поршневым насосом и рабочем поршнем, выходного вала с приводной головкой и дисковым кулачком, а также набора фрикционных дисков. Наружные диски соединены с входным валом, а внутренние диски через продольное зубчатое зацепление с выходным валом.

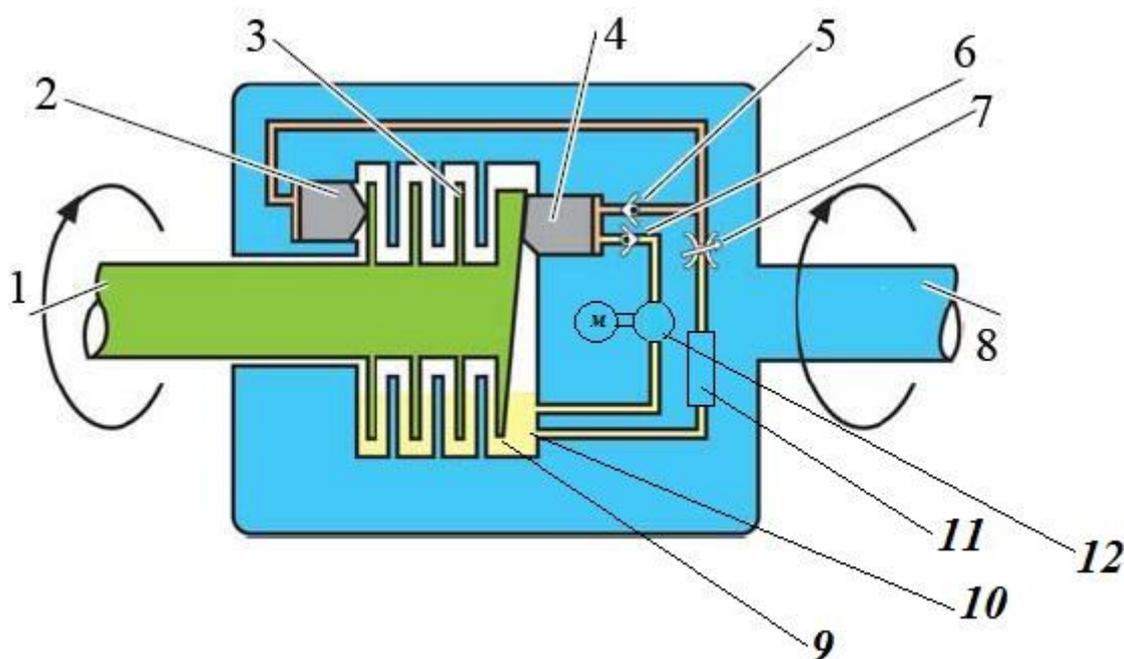
Когда между входным и выходным валами возникает разница в частоте вращения, на поршень аксиально-поршневого насоса направляется то выступающая, то опускающаяся часть дискового кулачка. В результате этого движения поршня взад-вперёд создаётся давление масла, которое через масляный канал воздействует на рабочий поршень. Рабочий поршень давит на нажимной диск набора фрикционных дисков. Набор фрикционных дисков сжимается, и между входным и выходным валами возникает таким образом сцепление.

Гидравлическая часть муфты Haldex состоит из подпиточного нагнетателя, масляного фильтра, выпускного и напорного клапанов, предохранительного клапана, регулировочного клапана с исполнительным двигателем и гидроаккумулятора. С тем чтобы система могла быстро срабатывать, электрический подпиточный нагнетатель, начиная с частоты вращения двигателя 400 об/мин, нагнетает в гидравлической системе муфты давление подпитки 4 бар. Давление подпитки поддерживается гидроаккумулятором и воздействует как на поршень аксиально-поршневого насоса, так и на рабочий поршень. Это имеет то преимущество, что, с одной стороны поршень аксиально-поршневого насоса прилегает к дисковому кулачку и, с другой стороны, благодаря легковому давлению подпора устраняется зазор из набора фрикционных дисков. Наряду с поддержанием давления подпитки гидроаккумулятор имеет ещё одну задачу – выравнивания колебания давления в системе. Основным элемент гидравлики – регулировочный клапан. Он управляется от исполнительного двигателя, который в свою очередь выполняет приказы блока управления. Когда регулировочный клапан закрыт, то при разнице в оборотах между входным и выходным валами создаётся рабочее давление, величина которого ограничивается предохранительным клапаном. Крутящий момент через муфту передаётся на задний мост. При частично открытом регулировочном клапане муфта допускает определённое проскальзывание, т.е. крутящий момент на задние колёса передаётся лишь частично. Когда регулировочный клапан открыт полностью, рабочее давление создаваться не может, и крутящий момент через муфту не передаётся. Однако давление понижается на полностью, а (благодаря гидроаккумулятору) до уровня давления подпитки.

Важнейшая составная часть электроники – интегрированный в корпус муфты Haldex блок управления. Через шину данных (CAN-Bus) он получает от АБС информацию о частоте вращения колёс, продольном ускорении, сигнале торможения и включении ручного тормоза. Если автомобиль дополнительно оснащён IESP, то регулировка ESP имеет преимущественное право перед функцией привода всех колёс. Блок управления двигателя также через CAN-Bus выдаёт информацию о частоте вращения двигателя и положении педали акселератора. Наряду с входными сигналами через CAN-Bus блок управления Haldex получает также дополнительные сигналы непосредственно от включателя сигнала торможения ручного тормоза (муфта размыкается при включенном ручном тормозе) и от датчика температуры муфты, чтобы предотвратить перегрев, функции муфты отключаются при температуре масла свыше 100 °С.

						23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			65

Выходные сигналы блока управления муфты – это напряжение питания для масляного насоса и возбуждение исполнительного двигателя регулировочного клапана. Блок управления может диагностировать себя сам, это означает, что он контролирует входные сигналы датчиков, возбуждение исполнительных механизмов и себя самого. Если отсутствует какой-либо сигнал, блок управления рассчитывает резервное значение этого сигнала для включения аварийного функционирования. Через шину данных с помощью подходящего диагностического прибора можно «прочитать» регистрацию неисправностей и провести тестирование исполнительных механизмов.



1-выходной вал; 2-рабочий поршень; 3-набор фрикционных накладок; 4-аксиально-поршневой насос; 5-напорный клапан; 6-впускной клапан; 7-предохранительный клапан; 8-входной вал; 9-дисковый кулачок; 10-масло; 11-регулирующий клапан; 12-подпиточный нагнетатель.

Рисунок 10 – Принцип работы действия муфты «Haldex»

MitsubishiMotorsпошла свои путём, применив на «эволюциях» IV, V, VIи VIIсистему ActiveYawMomentControl (AYC) дословно – «активное управление моментом вокруг вертикальной оси». Принцип её действия – перераспределён поступающего от двигателя крутящего момента между задними колёсами автомобиля.

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

В картре главной передачи, помимо привычных деталей, мы видим ещё 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.

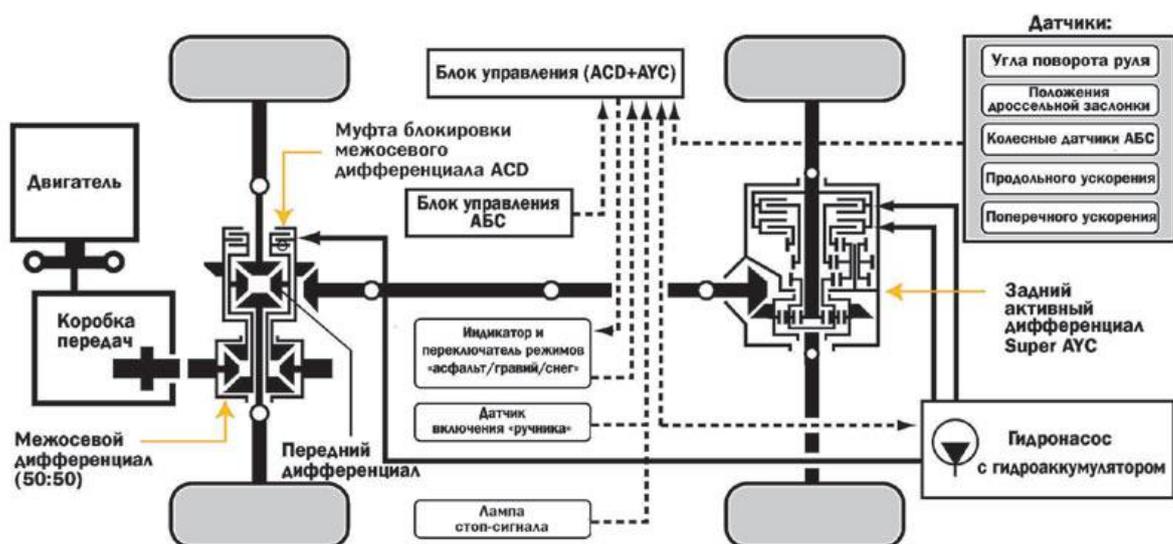


Рисунок 11 – Схема системы «AYC»

Если гидравлика по команде модуля управления сжимает «левый» пакет дисков (рис. 12), 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.

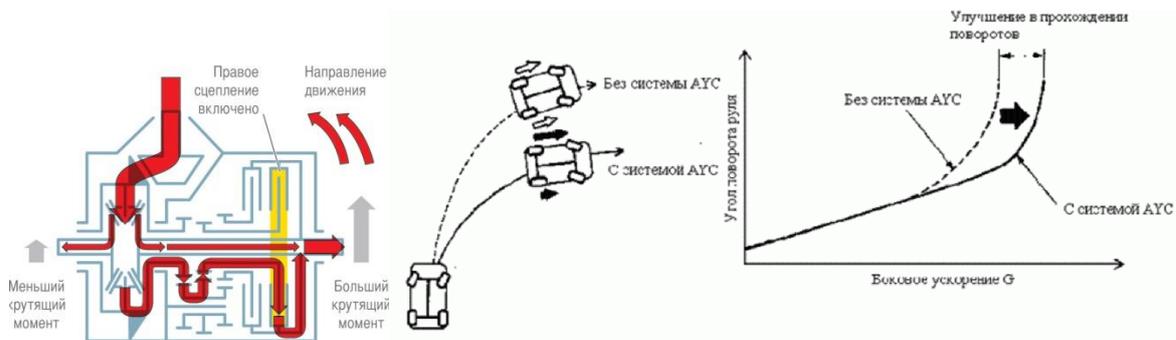


Рисунок 12- Схема

Рисунок 13 – Поворот автомобиля с «АУС»

межколёсного

дифференциала

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

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

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

Очевиден выигрыш и при разгоне на участке со смешанным покрытием, когда система перераспределяет момент в пользу колеса, имеющего лучшее сцепление с дорогой. [2]

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

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

68

Описанные выше системы управления блокировками дифференциалов позволяют достаточно эффективно распределять крутящий момент между ведущими колёсами автомобиля, но им присущ существенный недостаток, ограничивающий возможность их применения на АМН, который связан с применением в качестве исполнительного устройства фрикционной муфты. Применение подобных фрикционных муфт на АМН сопряжено со значительным увеличением их габаритных размеров и как в следствии не целесообразности подобных устройств.

Таким образом на основании выше изложенного:

-для АМН является наиболее рациональным полностью дифференциальная схема трансмиссии, обеспечивающая автомобилю высокие эксплуатационные качества при движении в 60% дорожных условий.

-для устранения отрицательного влияния дифференциалов на проходимость, при движении в ухудшенных дорожных условиях и по бездорожью, требуется их блокировка.

-анализ существующих конструкций АМН показал, что наиболее рациональная, является блокировка при помощи зубчатых муфт. Существующие конструкции систем управления блокировками межосевого дифференциала (МОД) и межколёсного дифференциала (МКД) не обеспечивают автоматической их блокировки и возможности блокирования в процессе движения.

Вывод по разделу: на основании вышеизложенного можно отметить, что в настоящее время существует важная инженерная задача в разработке системы управления блокировкой дифференциалов трансмиссии, позволяющей автоматически блокировать дифференциалы трансмиссии, позволяющей автоматически блокировать дифференциалы без остановки автомобиля.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

4 ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТНОГО РЕШЕНИЯ

4.1 Конструкция межосевого дифференциала раздаточной коробки

В раздаточных коробках унифицированного семейства автомобилей многоцелевого назначения предлагаю применить цилиндрический, несимметричный дифференциал с внутренним передаточным отношением $i=2$, малым внутренним трением, принудительной блокировкой и дистанционным пневматическим приводом управления блокировкой.

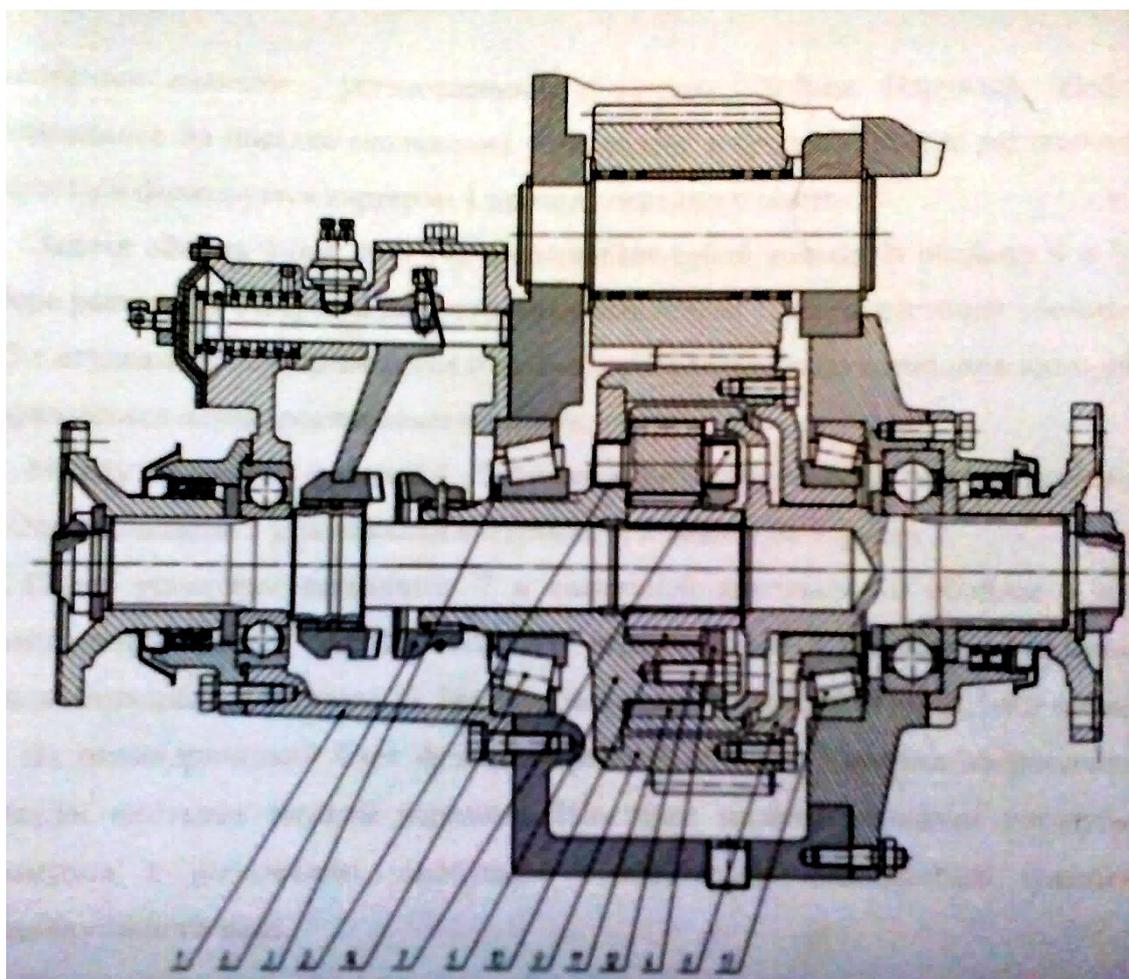
Межосевой дифференциал установлен в картере на двух роликовых конических подшипниках 13 и 14.

Межосевой дифференциал состоит из водила 5 (рисунок 14) с сателлитами 7, солнечной шестерни 10 и эпициклической (коронной) шестерни 11.

Ведущим элементом межосевого дифференциала является водило, в отверстиях которого установлены четыре сателлита 7. Крутящий момент к водилу 5 подводится от ведомых шестерён второй или первой передачи. Сателлиты 7 находятся в зацеплении с солнечной 10 и эпициклической 11 шестернями. От солнечной шестерни 11 – на вал привода задних мостов.

Водило корпуса составное, состоит из передней 5 и задней 4 обойм.

										Лист
										70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					



1-корпус вала привода переднего моста в сборе; 2-втулка сателлита; 3-кольцо стопорное; 4-объёма задняя дифференциала; 5-обойма передняя водила дифференциала; 6-полумуфта блокировки дифференциала; 7-сателлит; 8-ступица; 9-шестерня дифференциала; 10-шестерня солнечная; 11-шестерня эпициклическая; 12-болт; 13, 14- подшипники конические роликовые.

Рисунок 14 – Межосевой дифференциал в сборе

Передняя обойма 5 (рисунок 14) представляет собой пустотелый вал с фланцем. Внутреннее отверстие вала предназначено для прохождения вала привода переднего моста. На переднем конце вала нарезаны шлицы для соединения с муфтой блокировки межосевого дифференциала. Передняя шлицованная часть вала передней обоймы 5 переходит в цилиндрическую шейку, на которую до упора в торец шлицевой втулки напрессовано кольцо 3 конического подшипника. От осевых перемещений кольцо 3 зафиксировано стопорным кольцом, установленным в канавке. Наружная обойма подшипника по посадке скольжения установлена в крышке картера раздаточной коробки и фиксируется картером 1 привода переднего моста.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

71

Задняя обойма 4 (см. рис. 1) представляет собой кольцо. В обоймах 4 и 5 в сборе расточены отверстия для установки сателлитов 7, после расточки обоймы 4 и 5 с втулками 2 обрабатываются и применяются только совместно, для этого они маркируются одним порядковым номером.

Между передней 5 и задней 4 обоймы водила установлены четыре сателлита 7. Оси сателлитов 7 установлены в обоймах 4, 5 водила на втулках 2.

После установки сателлитов 7 и солнечной шестерни 10 обоймы 5 и 4 фиксируются между собой четырьмя штифтами и стягиваются четырьмя самоконтрящимися болтами 12. Момент затяжки болтов 83-93Н*м (8,5-9,5 кгс*м).

На цилиндрический бурт фланца передней обоймы 5 водила напрессована ведомая шестерня низшей передачи. Шестерня низшей передачи косозубая, находится в постоянном зацеплении с шестерней понижающей передачи промежуточного вала.

После установки на сателлиты 7 эпициклической шестерни 11 с валом привода задних мостов к заднему торцу шестерни понижающей передачи болтами крепится ступица. В ступице расточено отверстие для установки вала привода задних мостов и имеется наружная цилиндрическая шейка, на которую до упора во фланец ступицы напрессовано внутреннее кольцо конического подшипника 13. Наружное кольцо подшипника по посадке скольжения установлено в картере раздаточной коробки и фиксируется стаканом подшипника вала привода задних мостов.

Шестерня 9 (рисунок 14) второй передачи косозубая, находится в постоянном зацеплении с шестерней привода промежуточного вала водила 5. Для передачи крутящего момента на водило 5 дифференциала шестерня имеет наружный цилиндрический зубчатый венец, а на средней шлицевой части вала передней обоймы 5 установлена шлицевая втулка. Втулка имеет наружную шлицевую часть, на которой размещается муфта включения второй (повышающей) передачи. В исходном состоянии и при отсутствии воздуха в пневмосистеме зубчатая муфта на шлицевой втулке под действием пружины механизма включения находится в крайне левом положении, при этом повышающая (вторая) передача выключена. Для предотвращения самовыключения передачи шлицевая часть втулки состоит из двух зубчатых венцов, при этом передний венец имеет большую толщину зубьев, чем задний, и венец шестерни повышающей передачи. От осевых перемещений шлицевая втулка ограничена с одной стороны шестерней повышающей передачи, с другой стороны – внутренним кольцом подшипника.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

От сателлитов 7 дифференциала крутящий момент передаётся на солнечную 10 и эпициклическую 11 шестерни. Солнечная 10 шестерня цилиндрическая, прямозубая, установлена на шлицах вала привода переднего моста между передней 5 и задней 4 обоймами водила. С целью компенсации возможных неточностей при изготовлении деталей дифференциала солнечная шестерня имеет возможность осевого перемещения в пределах зазора между обоймами (выполнена плавающей).

Эпициклическая шестерня цилиндрическая, прямозубая, с внутренним зацеплением. Во внутренний цилиндрический пояс шестерни запрессован фланец вала привода задних мостов.

Осевые усилия, возникающие при работе дифференциала, воспринимаются коническими подшипниками 13 и 14 и передаются на картер раздаточной коробки.

4.1.1 Механизм блокировки межосевого дифференциала

Механизм блокировки межосевого дифференциала установлен в верхней части картера привода переднего моста. Он предназначен для принудительной блокировки дифференциала при движении по скользким и размокшим грунтовым дорогам. Механизм блокировки состоит из корпуса, штока 1, возвратной пружины 2, диафрагмы 27, крышки 26 корпуса, вилки 4, муфты 13 блокировки и микровключателя 49 с контрольной лампой включения блокировки дифференциала.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

Корпус механизма блокировки выполнен в расточке картера 11 привода переднего моста. В корпусе установлен шток 1 механизма блокировки с возвратной пружиной 2, которая одним концом упирается в корпус, а другим – во фланец штока 1. Для обеспечения передачи усилия от пневматического привода на шток 1 в корпусе установлена резиновая диафрагма 27. Корпус механизма блокировки закрыт стальной крышкой 26, в которую вварена гайка с резьбой для подсоединения к пневматическому приводу блокировки. На штоке 1 механизма блокировки установлена и зафиксирована стопорным винтом 5 вилка 4 муфты, которая своими лапками входит в кольцевую выточку муфты блокировки 13.

В муфте блокировки 13 имеется внутреннее шлицевое отверстие, предназначенное для обеспечения блокировки передней обоймы водила дифференциала и вала 12 привода переднего моста.

4.1.2 Система управления блокировкой межосевого дифференциала транспортного средства

Устройство управления содержит муфту 1 блокировки, установленную на валу привода переднего моста и пневматический цилиндр 2 управления блокировкой, шток которого связан с муфтой 1 блокировки, модулятор давления 3, соединённый посредством пневмопроводов 4 с пневмоцилиндром 2 управления блокировкой и пневмоцилиндром управления подачей топлива двигателя транспортного средства, блок управления, связанный посредством электрических цепей 7 с датчиками частот вращения ведущих колёс 8 и 9, и угла поворота рулевого колеса 10 и модулятором давления 3.

Устройство работает следующим образом:

										Лист
										74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

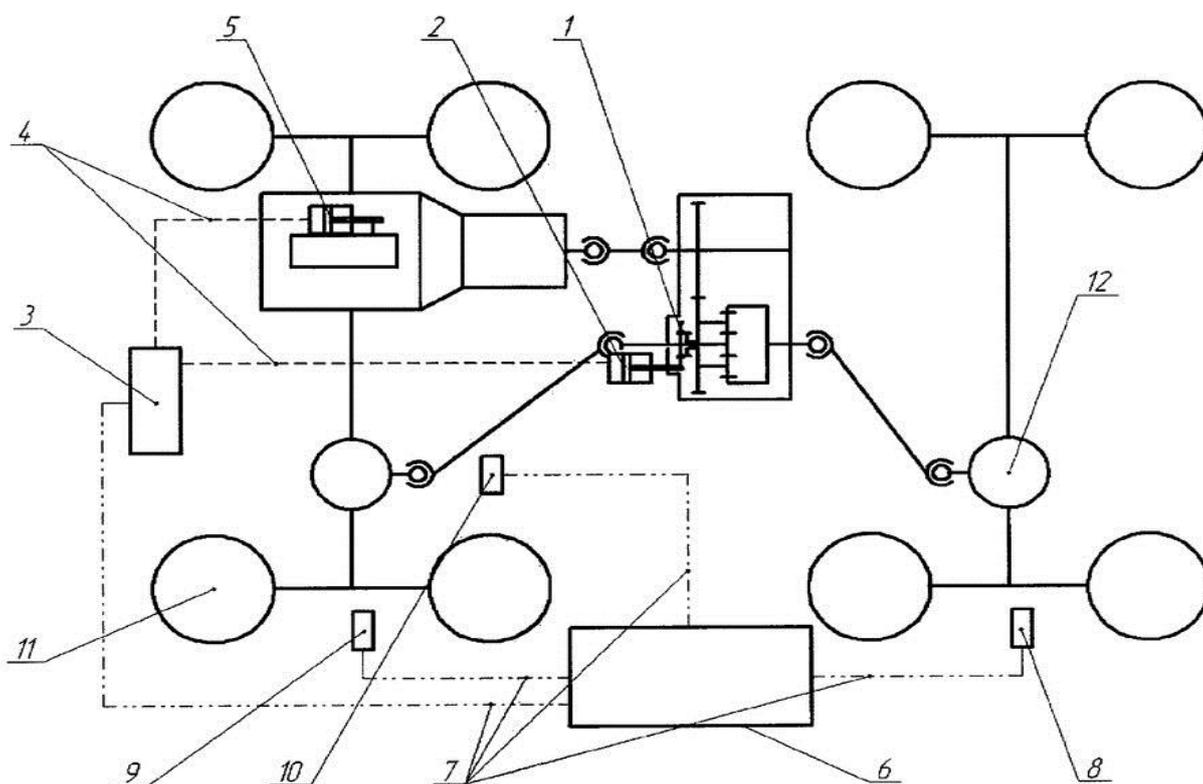


Рисунок 15 – Устройство управления блокировкой межосевого дифференциала транспортного средства

4.1.3 Работа межосевого дифференциала и привода

Для предотвращения циркуляции мощности, уменьшения износа шин и распределения крутящего момента между передним и задним мостами при движении по сухим дорогам с твёрдым покрытием блокировка дифференциала выключена.

При этом переключатель крана включения находится в левом положении, шток крана – в верхнем, клапан прижат к седлу, входное и выходное отверстия разобщены. Полость механизма блокировки сообщена с атмосферой. Шток механизма блокировки под действием возвратной пружины находится в крайне левом положении. Муфта блокировки межосевого дифференциала находится в левом положении и входит в зацепление с наружным венцом вала привода переднего моста.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

75

При одинаковом сопротивлении на ведущих мостах и одинаковых радиусах качения колёс скорости вращения солнечной и эпициклической шестерен межосевого дифференциала равны. С такой же скоростью вращается и водило дифференциала. При этом сателлиты не совершают относительно движения (заклинены) и дифференциал работает как одно целое. Крутящий момент, подводимый к водилу дифференциала, передаются на сателлиты, а от сателлитов на солнечную шестерню и далее через вал привода переднего моста и агрегаты трансмиссии к колёсам переднего моста и одновременно на эпициклическую шестерню, а от неё через вал привода задних мостов и агрегаты трансмиссии к колёсам задних мостов. Так как диаметр солнечной шестерни межосевого дифференциала в два раза меньше диаметра эпициклической шестерни, то в такой же пропорции крутящий момент распределяется между передним и задними мостами. То есть к переднему мосту проводится одна треть от крутящего момента двигателя, а к задним мостам – две трети.

При наличии кинематического несогласования, вызванного поворотом машины, движением по неровностям дороги, изменением радиуса колёс, неравномерным износом шин или другими причинами, скорости вращения солнечной и эпициклической шестерён не одинаковы. Например, при наезде колёсами переднего моста на неровность они проходят больший путь, чем колёса задних мостов. При этом соединения с ними через трансмиссию солнечная шестерня межосевого дифференциала стремится вращаться быстрее водила дифференциала, а эпициклическая – медленнее. В результате этого возникает относительное вращение сателлитов, которые, проворачиваясь относительно водила в направлении вращения солнечной шестерни, будут увеличивать её скорость, а так как по отношению к эпициклической шестерне направление относительного вращения сателлитов будет направлено навстречу её вращения, то скорость эпициклической шестерни будет уменьшаться. Скорость водила при этом останется неизменной. Крутящий момент между мостами будет распределяться так же, как и при одинаковых скоростях колёс мостов.

Постоянно распределение крутящих моментов между передним и задними мостами является благоприятным при движении по дорогам с твёрдым покрытием и относительно малым сопротивлением. В частности, это свойство обеспечивает автомобилю хорошую топливную экономичность. Однако если один из мостов, например передний, при трогании автомобиля находится на скользком участке дороги, то крутящий момент, подводимый к нему, ограничивается величиной момента, реализуемого на колёсах моста по сцеплению. При этом к задним мостам будет подводиться крутящий момент в два раза больший, чем к переднему, даже если они и будут находиться на поверхности с высоким коэффициентом сцепления. Если суммарного момента, подводимого ко всем мостам автомобиля, будет недостаточно для его движения, то автомобиль не тронется с места, колёса переднего моста будут буксовать, а задние будут неподвижными.

Поэтому при движении по скользким или размокшим грунтовым дорогам для предотвращения буксования колёс автомобиля межосевой дифференциал блокируют, жёстко соединяя вал привода переднего моста, а следовательно, и солнечную шестерню дифференциала с водилом. При этом отсутствует возможность относительного вращения сателлитов и дифференциал работает как одно целое, а к мостам автомобиля может быть подведён крутящий момент, пропорциональный сцепным возможностям, т.е. в случае, описанном выше, к колёсам задних мостов будет подводиться момент больший, чем к переднему мосту и достаточный для обеспечения возможности движения автомобиля.

При движении машины по прямой на хорошей дороге колёса переднего 11 и заднего 12 мостов транспортного средства вращаются синхронно, муфта 1 блокировки межосевого дифференциала разблокирована, датчики 8 и 9 частоты вращения передают в блок управления 6 данные о частотах вращения колёс, разность которых не превышает допустимого значения, заложенного в программу блока управления 6. Буксование колёс того или другого моста приводит к увеличению разности частот вращения колёс. В том случае если эта величина превышает допустимые пределы, блок управления 6 передаёт управляющий сигнал в модулятор давления 3, который подаёт воздух в пневмоцилиндр 5 управления подачей топлива двигателя, в результате чего уменьшается подача топлива, снижается развиваемый двигателем крутящий момент, и как следствие происходит уменьшение буксования колёс, и выравнивание угловых скоростей ведущих колёс переднего 11 и заднего 12 мостов. После выравнивания угловых скоростей блок управления 6 подаёт сигнал в модулятор давления 3 для подачи воздуха в пневмоцилиндр 2 управления блокировкой, который

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

воздействует на муфту 1 блокировки межосевого дифференциала, в результате чего происходит блокировка межосевого дифференциала. При этом, вследствие равной скорости ведущих колёс, блокировка дифференциала происходит безударно.

При повороте транспортного средства, в блок управления 6 от датчика 10 поворота рулевого колеса поступает сигнал, и в этом случае величина разности угловых скоростей колёс переднего 11 и заднего 12 мостов, при которой включается блокировка межосевого дифференциала увеличивается, пропорционально увеличению угла поворота управляемых колёс, что устраняет возможность блокировки дифференциала при повороте транспортного средства.

Использование предлагаемого технического решения позволяет производить блокировку межосевого дифференциала в процессе движения транспортного средства, за счёт предварительного выравнивания угловых скоростей ведущих колёс путём уменьшения подачи топлива в двигатель, и как следствие снижать динамические нагрузки при блокировке межосевого дифференциала.

4.1.4 Межосевой дифференциал среднего моста

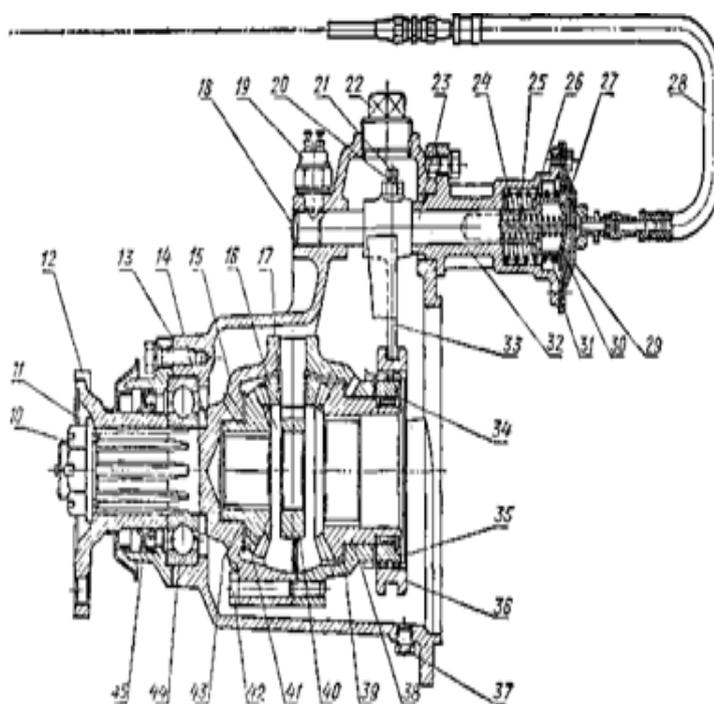
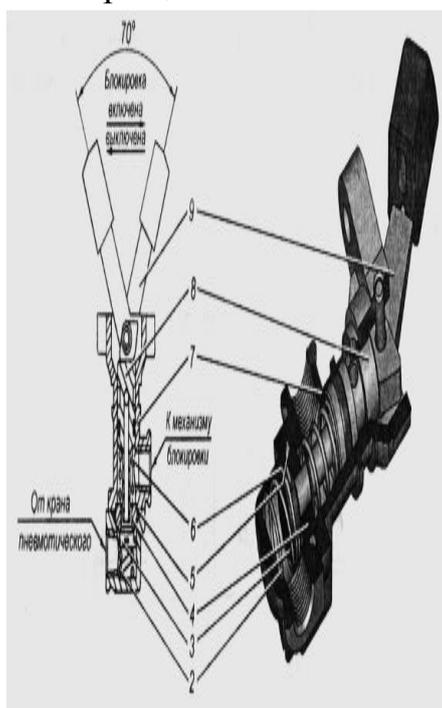
В среднем мосту унифицированного семейства автомобилей многоцелевого назначения предлагаю применить симметричный, блокируемый, конический межосевой дифференциал, (рисунок 16), предназначенный для распределения крутящего момента между задним и средним мостами, а так же для предотвращения циркуляции мощности между ведущими мостами в случае движения по дорогам с твёрдым покрытием (при наличии кинематического рассогласовывания между мостами или при значительной разнице между радиусами качения их ведущих колёс).

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

Дифференциал состоит из картера дифференциала 13, левой и правой чашек 15, четырёх сателлитов 16, крестовины 40, шестерни привода среднего моста 38, шестерни привода заднего моста 41, шарикового подшипника 44, крышки подшипника 5 и фланца 12.

Картер 13 дифференциала отлит из высокопрочного чугуна. В верхней части картера имеются отверстия для установки механизма блокировки дифференциала.

Чашки дифференциала 15 изготовлены из стали 40Х, термически обработаны до твёрдости 285-321 НВ и соединены между собой самоконтрящимися болтами 42.



1-кран включения механизма блокировки; 2-пружина клапана; 3-клапан; 4-седло клапана; 5-кольцо уплотнительное; 6-пружина штока; 7-корпус; 8-шток; 9-рычаг включения; 10-гайка; 11-шайба; 12-фланец; 13-картер межосевого дифференциала; 14-опорная шайба; 15-чашка дифференциала в сборе (комплект); 16-сателлит; 17-опорная шайба; 18-заглушка; 19-микровыключатель; 20-гайка; 21-винт установочный; 22-пробка заливная; 23-стержень механизма блокировки; 24-возвратная пружина; 25-нажимная пружина; 26-стакан стержня; 27-мембрана; 28-шланг; 29-крышка стакана; 30-кольцо стопорное;

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

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

79

31-крышка корпуса; 32-корпус механизма блокировки; 33-вилка муфты; 34-опорное кольцо; 35-муфта шестерни привода среднего моста; 36- муфта блокировка межосевого дифференциала; 37-пробка сливная; 38-шестерня привода среднего моста; 39-шайба опорная; 40-крестовина; 41-шестерня привода заднего моста; 42-болт самоконтрящийся; 43-шайба опорная; 44-подшипник шариковый; 45-крышка подшипника

Рисунок 16 – Межосевой дифференциал с механизмом блокировки и кран включения механизма блокировки.

В каждой чашке обработаны поверхности под опорные шайбы сателлитов и конические шестерни и расточены отверстия для установки в передней чашке шестерни привода заднего моста 41, в задней чашке – шестерни привода среднего оста 38. В чашках в сборе расточены отверстия для установки крестовины 40 дифференциала.

для обеспечения подвода смазки к трущимся поверхностям в каждой чашке просверлено три наклонных отверстия. Задняя чаша заканчивается цилиндрической шейкой с нарезанными на ней зубчатым венцом, предназначенным для обеспечения блокировки межосевого дифференциала. На шейке передней части нарезаны прямоугольные шлицы, предназначенные для установки ведущего фланца 12. Фланец фиксируется на шейки гайкой 10.

Сателлиты 16 дифференциала установлены на шипах крестовины 40 на бронзовых втулках. Они изготовлены из стали 20ХГТМ, проходят цементацию на глубину 0,9-1,3 мм и закалку для обеспечения твёрдости 60-6 HRC. Для предотвращения износа чашек дифференциала между тыльной частью сателлитов и чашками установлены стальные опорные шайбы, имеющие специальные шаровые углубления, для создания необходимого запаса смази.

Шестерня привода среднего моста 38 установлена в задней чашке дифференциала, изготовлена из стали 20ХГТМ. Для обеспечения приработки и уменьшения износа шестерня фосфатирована, глубина противоизносного покрытия 0,005-0,010 мм. Для предотвращения износа чашки между тыльным торцом зубьев и чашкой установлена стальная опорная шайба 39.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

Шестерня привода заднего моста 41 установлена в передней чаше дифференциала, изготовлена из стали 20ХГТМ. Наружная цилиндрическая поверхность шейки шестерни обработана и предназначена для установки в переднюю чашку дифференциала. Шестерня имеет шлицевое отверстие, предназначенное для соединения со шлицевым концом проходного вала привода заднего моста.

Дифференциал в сборе установлен на двух опорах, одной из которых является шариковый подшипник, установленный в гнезде картера дифференциала, а другой – два роликовых конических подшипника ведущей конической шестерни среднего моста, установленных в картере редуктора среднего моста. От осевых усилий, возникающих при работе главной передачи, межосевой дифференциал разгружен. Усилия, возникающие при работе карданной передачи, воспринимаются шариковым подшипником 44. Для предотвращения вытекания смазки из картера межосевого дифференциала в крышку подшипника 45 запрессована манжета, а для предотвращения попадания пыли и грязи к фланцу приварен грязеотражатель.

Механизм блокировки межосевого дифференциала установлен в верхней части картера межосевого дифференциала. Он предназначен для принудительной блокировки дифференциала при движении по скользким и размокшим грунтовым дорогам. Механизм блокировки состоит из корпуса 32, стержня 23, возвратной 24 и нажимной 25 пружин, мембраны 27, крышки корпуса 31, вилки 33, муфты 35, шестерни привода среднего моста и муфты блокировки 36.

Корпус механизма блокировки отлит из алюминиевого сплава, установлен в картере межосевого дифференциала и крепится к нему двумя болтами. В корпусе установлен стержень механизма блокировки 23 с нажимной пружиной 25, которая одним концом упирается в стержень, а другим в крышку стакана стержня 29. Для обеспечения передачи усилия от пневматического привода на стержень в корпусе установлена резиновая мембрана 27. Корпус механизма блокировки закрыт стальной крышкой, в которую вварена гайка с конической резьбой для полсоединения к пневматическому приводу блокировки. На стержне механизма блокировки установлена вилка муфты, которая своими лапками входит в кольцевую выточку муфты блокировки 36.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

4.1.5 Работа межосевого дифференциала и привода

Для предотвращения циркуляции мощности, уменьшения износа шин и распределения крутящего момента между задним и средним мостами при движении по сухим дорогам с твёрдым покрытием блокировка дифференциала выключена.

При этом рычаг крана выключения находится в левом положении, шток крана – в верхнем, клапан прижат к седлу, входное и выходное отверстия разобщены. Полость механизма блокировки сообщена с атмосферой. Стержень механизма блокировки 23 под действием возвратной пружины 2 находится в крайнем правом положении. Муфта блокировки межосевого дифференциала 36 находится в правом положении и входит в зацепление с наружным венцом муфты шестерни привода среднего ооста 35.

При одинаковом сопротивлении на ведущих мостах и одинаковых радиусах качения колёс скорости вращения шестерни привода заднего 41 и среднего 38 мостов равны. При этом сателлиты не вращаются и дифференциал работает как одно целое. При наличии кинематического несогласования, вызванного изменением радиуса колёс, неравномерным износом шин или другими причинами, скорости вращения шестерен 41 и 38 неодинаковы. Сателлиты при этом проворачиваются и предотвращают циркуляцию мощности.

При движении по скользким или размокшим грунтовым дорогам для предотвращения буксования одного из колёс дифференциал блокируют. Блокировка дифференциала производится на стоянке или при медленном движении. Рычаг крана блокировки 9 при этом переводят в правое положение. Шток крана, опускаясь вниз, давит на клапан, отрывает его от седла и сообщает входное и выходное отверстия. Сжатый воздух подаётся к механизму блокировки, давит на мембрану 27, которая сжимает возвратную 24 и нажимную 25 пружины механизма блокировки. Стержень 23 под действием нажимной пружины перемещается в левое положение. При этом замыкаются контакты микровыключателя 19 и на щитке приборов загорается контрольная лампа. Вилка блокировки 33 перемещает муфту блокировки 36 в крайнее левое положение, в котором она одновременно входит в зацепление с венцом чаши дифференциала и внутренним венцом муфты привода шестерни среднего моста. Дифференциал заблокирован: крутящий момент, подводимый к передней чашке, передаётся на заднюю, которая, в свою очередь, жёстко соединена с шестернёй привода среднего моста. Дифференциал работает как одно целое, предотвращая буксование колёс. Муфта блокировки 36 прижимается одной стороне зубьев венца чаши и

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

внутреннего венца муфты привода шестерни среднего моста 3 и не может самопроизвольно выйти из зацепления вследствие большей толщины зубьев наружного венца.

4.2 Межколёсный дифференциал

В ведущих мостах унифицированного семейства автомобилей многоцелевого назначения предлагаю применить шестерённый, конический, симметричный, блокируемый, межколёсный дифференциал.

В управляемых мостах предлагаю применить неблокируемый дифференциал.

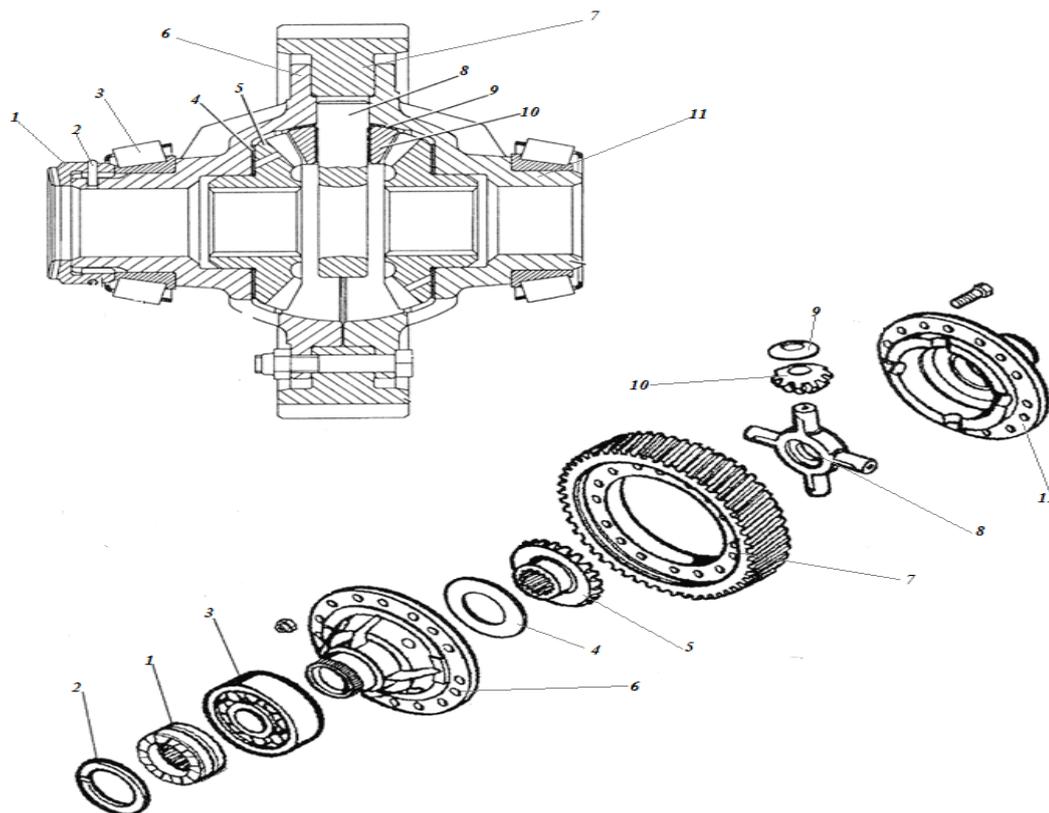
Межколёсный дифференциал содержит корпус, состоящий из двух половин – чугунных чашек 6, 11, скреплённых болтами с ведомой цилиндрической шестернёй 7 главной передачи болтами. В плоскости разъёма корпуса зажата крестовина 8, на шипах которой свободно установлены и могут вращаться четыре конических сателлита 10. Каждый сателлит 10 находится в зацеплении с двумя коническими полуосевыми шестернями 5, установленными ступицами в корпусе дифференциала. Последние внутренними шлицами соединены со шлицевыми концами полуосей, свободно проходящих через отверстия в корпусе дифференциала.

Чашки дифференциала 6, 11 обработаны в сборе и заклеены порядковым номером комплекта. Материал чашек – высокопрочный чугун ВЧ-50. В чашках расточены отверстия для установки крестовины и полуосевых шестерен. Левая чашка 6 дифференциала имеет удлиненную часть, на которой выполнены шлицы. На шлицах устанавливается муфта 1 с торцевыми зубьями, зафиксированная на чашке от осевых перемещений стопорным кольцом 2.

										Лист
										84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

Сателлиты дифференциала 10 изготовлены из стали 18ХГТ, проходят цементацию и закалку для обеспечения твёрдости 58-62 НRC. Сателлиты на бронзовых втулках установлены на крестовине. Для предотвращения износа поверхности чашек дифференциала торцами сателлитов уменьшения трения между ними установлены опорные стальные шайбы 9.

Торцевые поверхности сателлитов 10 и их шайб 9 выполнены сферическими, что обеспечивает центрирование сателлитов и их правильное зацепление с полуосевыми шестернями. Шайбы 9 подбирают определённой толщины при сборке дифференциала на заводе.



1-муфта чашки дифференциала; 2-стопорное кольцо; 3-конический подшипник; 4-опорная шайба; 5-полуосевая шестерня; 6-левая чашка дифференциала; 7-ведомая цилиндрическая шестерня; 8-крестовина; 9-опорная шайба сателлита; 10-сателлит; 11-правая чашка дифференциала.

Рисунок 17 – Межколёсный дифференциал

Полуосевые шестерни 5 установлены в отверстиях, расточенных в чашках дифференциала. Между торцом тыльной части шестерен и чашками дифференциала для предотвращения износа последних и уменьшения трения установлены стальные опорные шайбы 4. Полуосевые шестерни изготовлены из стали 25ХГТ, проходят цементацию и закладку до обеспечения твердости 58-62 НКС. Все шестерни дифференциала имеют прямые зубья.

Дифференциал в сборе на двух конических подшипниках 3 установлен в отверстиях, расточенных в картере редуктора и крышках 43 и зафиксирован регулировочными гайками 15.

Крышки подшипников дифференциала 43 двумя самоконтрящимися болтами 5 крепятся к картеру редуктора. Для обеспечения правильного смещения крышки подшипника с картером редуктора при установке дифференциала в крышку перед совместной обработкой запрессовано два шрифта.

Регулировочная 15 гайка имеет пазы, в один из которых после регулировки подшипников дифференциала входит усик стопора.

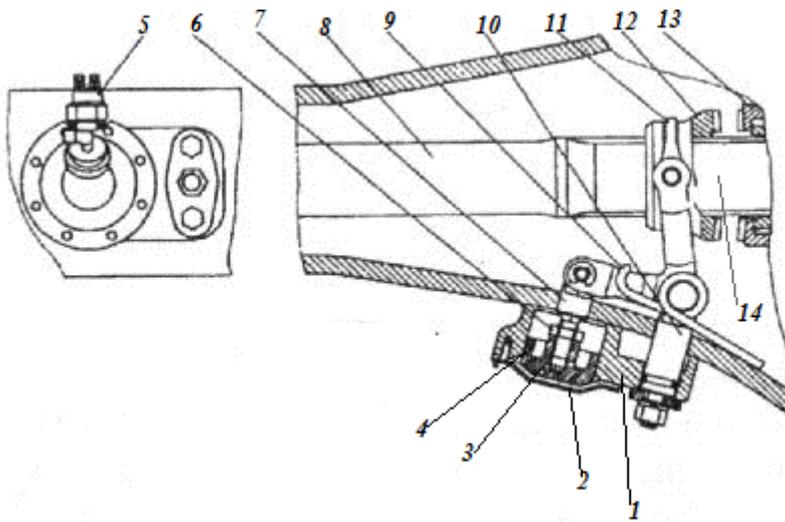
Осевые усилия, возникающие при работе косозубых шестерён главной передачи, воспринимаются коническими подшипниками и передаются на картер редуктора.

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.

В неуправляемых ведущих мостах автомобилей семейства «Мустанг» применяется принудительная блокировка межколёсных дифференциалов.

4.2.1 Механизм блокировки межколёсного дифференциала

Механизм блокировки устанавливается в задней части балки моста. Он предназначен для принудительной блокировки дифференциала при движении по скользким и размокшим грунтовым дорогам. Механизм блокировки состоит из корпуса 1 с крышкой 2, мембраны 3, поршня 4 со стержнем 7, штока 10, вилки 14 с хомутом 11, сухарями и возвратной пружиной 9, муфты блокировки 12 и привода управления.



1-корпус механизма блокировки; 2-крышка; 3-мембрана; 4-поршень; 5-выключатель; 6-гайка регулировочная; 7-стержень механизма блокировки; 8-полуось; 9-пружина; 10-шток; 11-хомут; 12-муфта блокировки; 13-муфта чашки дифференциала; 14-вилка блокировки

Рисунок 18 – Механизм блокировки межколесного дифференциала

Корпус механизма блокировки 1 стальной, приварен к балке моста. Корпус имеет две расточки. В передней расточке установлен поршень 4 со стержнем 7 механизма блокировки. Для обеспечения передачи усилия от пневматического привода на поршень в корпусе установлена резиновая мембрана 3. Корпус механизма блокировки закрыт стальной крышкой 2, в которую вварена гайка с конической резьбой для подсоединения к пневматическому приводу блокировки и установлен выключатель контрольной лампы. Стержень 7 механизма блокировки соединён свилкой блокировки 14. Вилка 14 представляет собой двуплечий V-образный рычаг, ось вращения которого установлена на штоке 10 механизма блокировки, расположенном во второй расточке корпуса 1. На оси вилки 14 установлена возвратная пружина 9, упирающаяся одним концом в балку моста, а вторым в вилку блокировки.

						23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			87

На концах вилки 1 блокировки просверлены отверстия, в которых установлены сухари. Сухари входят в канавку муфты блокировки 12 и соединяют вилку блокировки с хомутом 11, охватывающим муфты блокировки 12 с верхней части.

В муфте блокировки 12 имеется внутреннее шлицевое отверстие, предназначенное для установки и перемещения муфты по шлицам полуоси 8. Для обеспечения блокировки на муфте 12 имеются торцевые зубья.

4.2.2 Система управления блокировкой межколёсного дифференциала

Система управления содержит муфту блокировки 4, установленную на полуоси и пневматический цилиндр 3, шток которого связан с муфтой блокировки 4, модулятор давления 5, соединённый посредством пневмопроводов 12 с пневмоцилиндром 3 и тормозными камерами 1, 10 тормозной системы транспортного средства, блок управления 6, связанный посредством электрических цепей 13 с датчиками частот вращения ведущих колёс 2 и 7, и угла поворота управляемого колеса 11, и модулятором давления 5.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

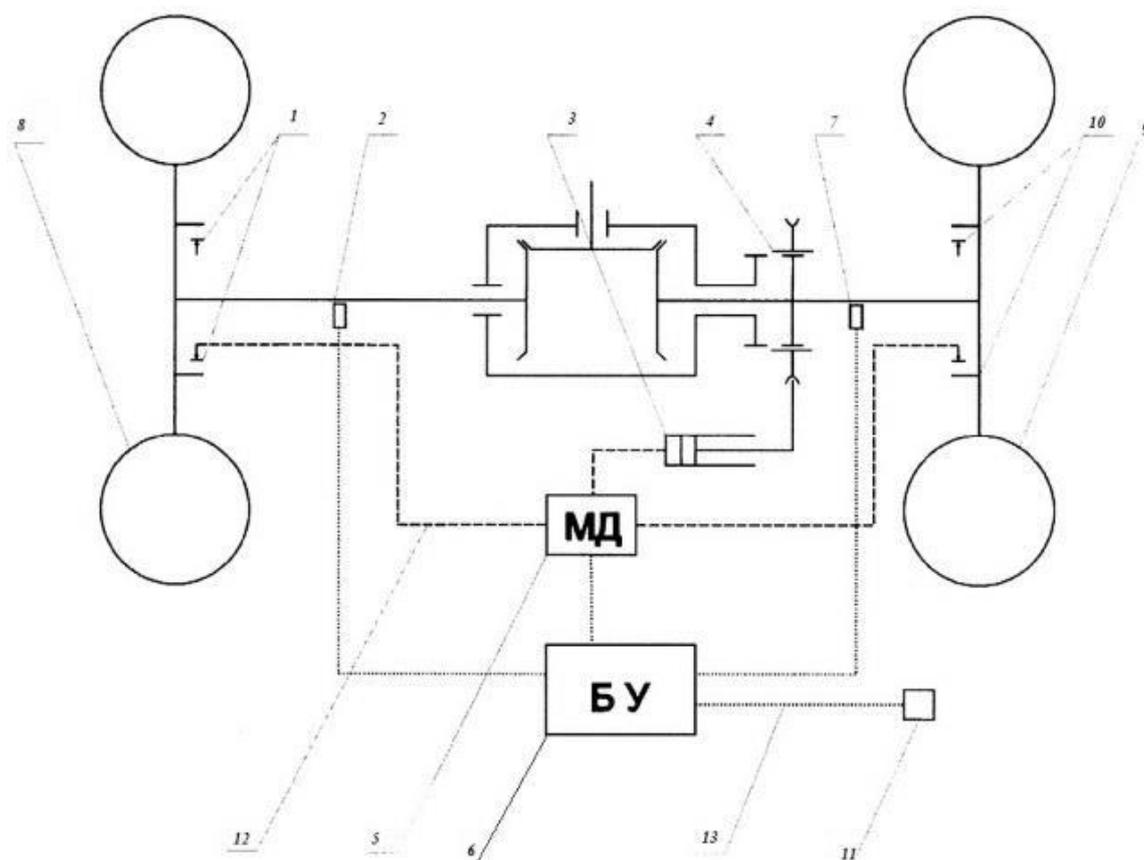


Рисунок 19 – Система управления блокировкой межколёсного дифференциала

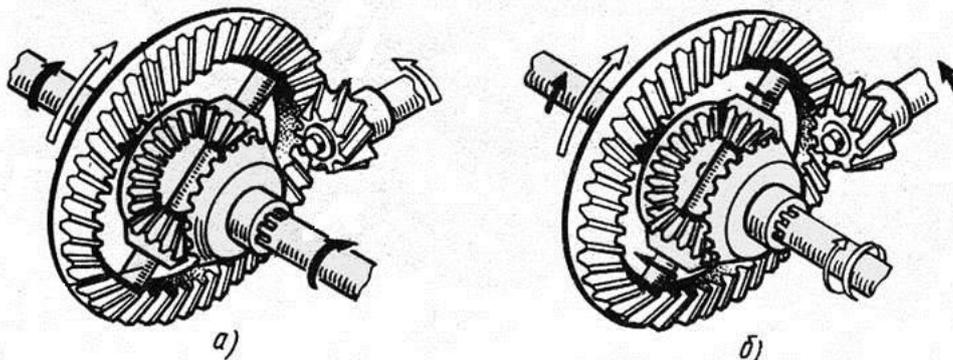
4.2.3 Работа межколёсного дифференциала

У симметричного дифференциала числа зубьев левой и правой полуосевых шестерён равны, это и определяет его свойства:

- 1) сумма угловых скоростей левой и правой полуосевых шестерён (ведущих колёс) равна удвоенной угловой скорости корпуса дифференциала;
- 2) При любых соотношениях угловых скоростей левой и правой полуосевых шестерён их крутящие моменты равны (как и моменты левого и правого колёс автомобиля).

Рассмотрим, как появляются эти свойства дифференциала при движении автомобиля. При прямолинейном движении автомобиля по прямой и ровной поверхности, когда колёса при одинаковом сопротивлении качению проходят одинаковый путь, левое и правое колёса вращаются с одинаковой угловой скоростью. С такой же угловой скоростью вращается корпус дифференциала.

При вращении корпуса дифференциала он через сателлиты и полуосевые шестерни вращает полуоси. Сателлиты не совершают относительного движения. А так как сателлиты не вращаются на шипах крестовины, то обе полуоси вращаются с одинаковой частотой вращения.



а-при прямолинейном движении; б-при повороте.

Рисунок 20 – Работа межколёсного дифференциала:

Крутящий момент, подводимый к ведомой цилиндрической шестерне межколёсного дифференциала передаётся на корпус дифференциала и через крестовину на сателлиты. От сателлитов крутящий момент передаётся на полуосевые шестерни и далее через полуоси – к ведущим колёсам автомобиля. Так как каждый сателлит представляет собой равноплечую балку, то действующая на него сила распределяется между полуосевыми шестернями поровну. То есть крутящие моменты, подводимые к правому и левому колесу, будут одинаковы и равны половине крутящего момента двигателя, подводимого через трансмиссию к ведомой цилиндрической шестерне.

При наличии кинематического рассогласования, вызванного поворотом машины, движением по неровностям дороги, изменением радиуса колёс, неравномерным износом шин или другими причинами скорости вращения ведущих колёс автомобиля неодинаковы. Например, при повороте автомобиля направо левые колёса проходят больший путь, чем правые. При этом соединения с ними через полуось левая полуосевая шестерня межколёсного дифференциала стремится вращаться быстрее корпуса дифференциала, а правая – медленнее.

В результате этого возникает относительное вращение сателлитов, которые, поворачиваются вокруг шипов крестовины по часовой стрелке, обкатываются по полуосевым шестерням и увеличивают скорость вращения левой полуосевой шестерни, так как скорость их вращения будет складываться со скоростью вращения корпуса дифференциала. Частота вращения левой полуоси и левого колеса соответственно увеличиваются. По отношению к правой полуосевой шестерне направление относительного вращения сателлитов будет направлено навстречу её вращению, в результате скорость вращения сателлитов вычитается из скорости вращения корпуса дифференциала и скорость вращения правой полуосевой шестерни будет уменьшаться. При этом понижается частота вращения полуосей колеса, связанных с правой полуосевой шестернёй.

Уменьшение угловой скорости правого колеса равно увеличению угловой скорости левого колеса. Чем меньше радиус поворота, тем больше разница в угловых скоростях левого и правого колёс. Однако сумма угловых скоростей ведущих колёс автомобиля неизменна – не изменяется угловая скорость корпуса дифференциала, зависящая при включенной передаче в коробке передач от угловой скорости коленчатого вала двигателя. Крутящий момент между мостами будет распределяться так же как и при одинаковых скоростях колёс мостов.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

тормозную камеру буксующего, в результате чего начинается его торможение, и как следствие выравнивание угловых скоростей ведущих колёс, после выравнивания угловых скоростей блок управления подаёт сигнал в модулятор давления для подачи воздуха в пневмоцилиндр 3, который воздействует на муфту блокировки межколёсного дифференциала 4. При этом, вследствие равной скорости ведущих колёс, блокировка дифференциала происходит безударно.

При подаче воздуха на мембрану 3 (рисунок 18) поршень через стержень 7 воздействует на вилку 14, которая, поворачиваясь вокруг оси, воздействует на муфту блокировки 12 и перемещает её по шлицам полуоси 8 до полного соединения с торцевыми зубьями муфты дифференциала 13. При этом жёстко соединяются левая полуось и корпус дифференциала. Вследствие этого отсутствует возможность относительного вращения сателлитов и дифференциал работает как одно целое, а к колёсам автомобиля может быть подведён крутящий момент, пропорциональный сцепным возможностям, т.е. в случае описанном выше, к левому колесу будет подводиться момент больший, чем к правому, и достаточный для обеспечения возможности движения автомобиля. О включении блокировки свидетельствует сигнализатор на щитке панели приборов.

									Лист
									93
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ				

Так как при блокировании межколёсного дифференциала при движении автомобиля в различных по сцеплению условиям к колёсам автомобиля подводится различный крутящий момент, может возникнуть разворачивающий момент, ухудшающий устойчивость движения автомобиля и затрудняющий управление им. Для снижения указанных отрицательных явлений блокировка межколёсного дифференциала применяется только в задних мостах.

При повороте транспортного средства, в блок управления 6 от датчика поворота управляемого колеса 11 поступает сигнал, и в этом случае величина разности угловых скоростей колёс, при которой включается блокировка межколёсного дифференциала увеличивается, пропорционально увеличению угла поворота управляемых колёс, что устраняет возможность блокировки дифференциала при повороте транспортного средства.

Вывод по разделу: использование предлагаемых технических решений позволяет производить блокировку дифференциалов в процессе движения транспортного средства в зависимости от дорожных условий.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

5 РАСЧЁТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЛАГАЕМЫХ РЕШЕНИЙ

5.1 Расчёт межосевого дифференциала

5.1.1 Определение передаточного числа МОД

$$U_{\text{мод}} = \frac{M_2}{M_1} \quad (5.1)$$

где $U_{\text{мод}}$ -передаточное число МОД

M_2 -крутящий момент на валу привода мостов задней тележки

M_1 -крутящий момент на валу привода переднего моста

Наибольшая величина моментов M_1 и M_2 определяется условиями сцепления колёс с опорной поверхностью, тогда:

$$M_2 = \frac{\varphi * G_{zm} * r_k}{U_{gn} * n_{gn}}$$

Подставив данные выражения в формулу и проведя сокращения, получим:

$$U_{\text{мод}} = \frac{G_{zm}}{G_1} \quad (5.2)$$

где G_{zm} , G_1 -вес, приходящий на заднюю тележку и передний мост соответственно, Н

$$G_{zm} = m_2 * g$$

$$G_1 = m_1 * g$$

(5.3)

где m_2 и m_1 -масса автомобиля, приходящийся на заднюю тележку и передний мост соответственно, кг

$$U_{\text{мод}} = \frac{m_2}{m_1}$$

$$U_{\text{мод}} = \frac{10500}{5000} \approx 2$$

Принимаем $U_{\text{мод}}=2$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

5.1.2 Определение числа зубьев колёс МОД

Принимает число зубьев сателлита равным 15, тогда число зубьев солнечного колеса и эпициклической шестерни равно:

$$z_2 = Z_1 + 2 * Z_3$$

$$Z_2 = \frac{-Z_1}{i'_{21}}$$

Решая эти уравнения получим:

$$Z_1 = -\frac{2}{1 + \frac{1}{i'_{21}}} * Z_3$$

(5.4)

$$Z_2 = \frac{2}{1 + i'_{21}}$$

где $i'_{21} = -0,5$ - внутреннее передаточное число механизма при передаче крутящего момента от второго звена к первому.

Z_3 - число зубьев сателлита

$$Z_1 = -\frac{2}{1 + \frac{1}{-0.5}} * 15 = 30$$

$$Z_2 = 30 + 2 * 15 = 60$$

Таки образом:

$$Z_1 = 30$$

$$Z_2 = 60$$

$$Z_3 = 15$$

5.1.3 Определение параметров зацепления и основных геометрических параметров элементов МОД

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

Выбираем величины:

- модуль зацепления $m=7$
- угол наклона линии зуба $\beta=0^\circ$, так как колесо прямозубое
- угол зацепления стандартный $\alpha = 20^\circ$

Основные геометрические размеры зубчатых колёс МОД:

$$a) d\omega_1 = 7 * 30 = 210 \text{ мм}$$

$$df_1=210-2.5*7=192.5 \text{ мм}$$

$$da_1=210+2*7=224 \text{ мм}$$

$$б) d\omega_2=7*60=420 \text{ мм}$$

$$df_2=420-2.5*7=402.5 \text{ мм}$$

$$da_2=420+2*7=434 \text{ мм}$$

$$в) d\omega_3=7*15=105 \text{ мм}$$

$$df_3=105-2.7*7=87.5 \text{ мм}$$

$$da_3=105+2*7=119 \text{ мм}$$

Данный планетарный механизм должен удовлетворять трём условиям:

1-е: *условие соосности механизма*

$$\frac{420 - 105}{2} = \frac{210 + 105}{2}$$

Условие выполняется

2-е: *условие сборки механизма*

$$Z_1 + Z_2 = a * \lambda$$

$$a = \frac{30 + 60}{3} = 30$$

Условие выполняется

3-е: *условие соседства механизма*

$$\frac{119}{2} < \frac{210 + 105}{2} * \sin\left(\frac{180}{3}\right)$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		97

$$22,5 < 45,5$$

Условие выполняется [10, 11]

Таблица 4 – Результаты расчёта параметров зубчатого зацепления и основных геометрических размеров.

№ п/п		Z _i	m, мм	Геометрические размеры, мм		
				d _{ωi}	d _{f i}	d _{a i}
1	Солнечная шестерня	30	7	210	192,5	224
2	Эпициклическая шестерня	60	7	420	402,5	434
3	Сателлит	15	7	105	87,5	119

5.1.4 Определение передаточного числа МОД при отключенном переднем мосту

При отключении переднего моста солнечная шестерня затормаживается на корпус, тогда передаточное число будет определяться по формуле:

$$i = \frac{Z_2/Z_1}{1 + Z_2/Z_1} \quad (5.5)$$

где Z₁-число зубьев солнечной шестерни

Z₂-число зубьев эпициклической шестерни

$$i = \frac{60/30}{1 + 60/30} = \frac{2}{3}$$

5.1.5 Расчёт шлицев муфты блокировки межосевого дифференциала

Кинематический параметр дифференциала

									Лист
									98
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ				

$$p = i'_{12} = -2.0$$

Уравнение моментов трехзвенного дифференциала механизма

$$M_1 + M_2 + M_0 = 0$$

Уравнение связи между моментами звеньев

$$M_1 = -A * M_0$$

где А-передаточное число между входным звеном

D-(0)-водило и тормозным звеном Т-(1)-солнцем при остановочном звене П-(2)0эпицил

$$A = i_{01}^{(2)} = \frac{1}{1-p} = \frac{1}{1-i'_{12}}$$

$$\text{тогда } M_1 = \frac{1}{1-(-2)} * M_0 = \frac{1}{3} M_0$$

$$M_2 = -(1-A) * M_0$$

$$A = i_{02}^{(1)} = \frac{-p}{1-p} = \frac{-i'_{12}}{1-i'_{12}}$$

тогда

$$M_2 \frac{-(-2)}{1-(-2)} * M_0 = \frac{2}{3} M_0$$

Крутящий момент M_ϕ , передаваемый муфтой, зависит от схемы дифференциала и места расположения муфты в ней. [12]

$$M_{dx} = M_D + M_T + M_D + M_\phi = -\frac{M_\phi}{A} + M_\phi$$

$$M_\phi = \frac{A}{A-1} * M_{dx}$$

$$M_\phi = \frac{1/3}{\frac{1}{3} - 1} * M_{ВЧ} = 0,5 M_{dx}$$

$$M_\phi = 0,5 * 637 * 5,62 * 3,15 * 0,82 = 4623,5 \text{ Н*м}$$

									Лист
									99
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ				

Наружный диаметр

$$D=500 \text{ мм}$$

Высота фаски на шлицах, мм

$$f_b=0 \text{ мм}$$

$$f_c=0 \text{ мм}$$

Число зубьев на валу соединения

$$z=50 \text{ при } m=10$$

Рабочая длина соединения

$$L=50 \text{ мм}$$

Диаметр делительной окружности

$$d=mz$$

$$d=10 \cdot 48=480 \text{ мм}$$

Диаметр окружности вершин зубьев втулки

$$D_a=D-2m$$

$$D_a=500-2 \cdot 10=480 \text{ мм}$$

Расчёт давления смятия

Выбранное соединение проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{см} \approx \frac{T}{0,75 * z * A_{см} * R_{ср}} \leq [\sigma_{см}] \quad (5,6)$$

где T-передаваемый вращающий момент

0,75-коэффициент неравномерности распределения давления по шлицам

z-число шлицов

A_{см}-расчётная поверхность смятия

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
						100
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$A_{cm}=0,8*m*L$$

$$A_{cm}=0,8*2*50=50 \text{ мм}^2$$

$$R_{cp}\approx 0,25(D+da)$$

$$da=D$$

$$R_{cp}\approx 0,25(500+500)=250$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{cm}]$ для поверхности шлицев для стали 40Х и ТВЧ принимают $[\sigma_{cm}]=150 \text{ Мпа}$

$$[\sigma_{cm}]=\frac{4623,5*10^3}{0,75*48*50*250} = 10,3 \text{ Мпа} \leq [\sigma_{cm}] = 150 \text{ Мпа}$$

5.1.6 Расчёт муфты выключения переднего мост

Наружный диаметр вала, мм

$$D=160 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр втулки: $d=145 \text{ мм}$

Высота фаски на шлицах вала, мм

$$f_b=1 \text{ мм}; f_c=1 \text{ мм}$$

Число зубьев на валу соединения

$$z=20 \quad m=8$$

Предел текучести материала зубьев σ_t , Мпа

Для стали 40Х и ТВЧ $\sigma_t=740 \text{ Мпа}$

Расчёт давления смятия

Средний диаметр шлицевого соединения

$$d_{cp}=0,5(D+d)$$

$$d_{cp}=0,5(160+145)=152,5$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		101

Рабочая высот шлицев, мм

$$h=0.5(D-d)-f_b-f_c$$

$$h=0,5(160-145)-1-1=5,5 \text{ мм}$$

Удельный суммарный статический момент площади рабочей поверхности соединения относительного вала

$$S_F=0.5d_{cp} * h * z$$

$$S_F=0.5 * 152 * 5.5 * 20 = 8360 \text{ мм}^2$$

Среднее давление смятия

$$\sigma_{см_{cp}} = \frac{M_{max}}{S_F * l}$$

(5.7)

где l-рабочая длина соединения

$$\sigma_{см_{cp}} = \frac{4623,5 * 10^3}{8360 * 50} = 15,5 \text{ Мпа}$$

Максимальное давление смятия, Мпа

$$\sigma_{см_{max}} = \sigma_{см_{cp}} * K_z * K_{пр} * K_{п}$$

(5,8)

K_z-коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$$K_z=1+d_{cp}/d_b$$

$$K_z=1+152/145=2,16$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		102

Кпр-коэффициент продольной нагрузки

Кпр=1

Кп-коэффициент концентрации нагрузки по погрешности изготовления Кп=1,1...1,2

Кп=1,15

$\sigma_{см_{max}} = 15,5 * 2,16 * 1,15 = 38,5$ Мпа

коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{см_{max}}}$$
$$n = \frac{740}{38,5} = 19$$

Прочность соединения достаточная, так как $n > 1.4$

5.1.7 Расчёт кулачковой муфты

Расчёт привода

$$T = M_e * U_{kn}^1 * U_{pk}^H * \eta \quad (5.9)$$

где Т-момент на муфте

U_{kn}^1 -передаточное число КП на 1ой передаче

U_{pk}^H -передаточное число РК на низшей передаче

$\eta = \eta_{кп} * \eta_{рк} * \eta_0$, где

$\eta_{кп}$ -КПД КП

$\eta_{рк}$ -КПД РК

η_0 -КПД привода РК и КП

$\eta = 0,92 * 0,93 * 0,97 = 0,82$

$T = 637 * 5,62 * 3,15 * 0,82 \approx 9247$ Н*м

Работоспособность кулачковых муфт определяется в основном износом кулачков, который зависит от напряжения смятия на поверхности соприкасания. Эти напряжения рассчитывают приближённо в предположении, что нагрузка распределяется равномерно между всеми кулачками.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		103

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2KT * 1/3}{z * D_1 * b * h} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (5.10)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ -допускаемое напряжение на смятие, так как выключение муфты будет происходить на повышенных скоростях, то $[\sigma_{\text{см}}] = 40$ Мпа

K-коэффициент динамичности режима нагрузки

K=1,2

T-момент на муфте

z-число кулачков полумуфты

D_1 -средний диаметр муфты

b-толщина кулачка

h-длина кулачка

D_1, b, h, z -выбираем конструктивно

h=20 мм

z=18

b=12 мм

$D_1=218$ мм

1/3-так как только 1/3 общего момента передаётся на переднюю тележку, а 2/3 на заднюю.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 * 1,2 * 9247 * \frac{1}{3} * 10^3}{12 * 218 * 18 * 20} \approx 15 \text{ Мпа} < [\sigma_{\text{см}}] = 40 \text{ Мпа}$$

По напряжению на смятие муфта удовлетворяет заданным требованиям.

5.2 Расчёт межколёсного дифференциала

5.2.1 Расчёт шлицевого соединения вала главной передачи

Шлицевое соединение проверяется на смятие по формуле

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		105

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{0,75 * z * A_{\text{см}} * R_{\text{ср}}} \quad (5,11)$$

где T-передаваемый крутящий момент
0,75-множитель, введённый для учёта неравномерности распределения давления по шлицам

z-число зубьев; z=8

$A_{\text{см}}$ -расчётная поверхность смятия

$R_{\text{ср}}$ -средний радиус, определяемый по формуле

$$R_{\text{ср}} = 0,25 * (D + d)$$

$$R_{\text{ср}} = 0,25 * (71 + 61) = 33 \text{ мм}$$

Расчётная поверхность смятия $A_{\text{см}}$ определяется по формуле

$$A_{\text{см}} = \left(\frac{D - d}{2} - 2 * f \right) * l \quad (5,12)$$

где D-наружный диаметр шлицевого вала

d-внутренний диаметр шлицевого вала

f-фаска; f=0,5

l-длина ступицы; l=120 мм

$$A_{\text{см}} = \left(\frac{71 - 61}{2} - 2 * 0,5 \right) * 120 = 480 \text{ мм}^2$$

Полученные значения подставляем в выражение

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{9235,84 * 10^3}{0,75 * 480 * 33 * 8} = 32 \text{ Мпа}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 32 \text{ Мпа} < [\sigma_{\text{см}}] = 40 \text{ Мпа}$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
						106
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Условие прочности выполняется.

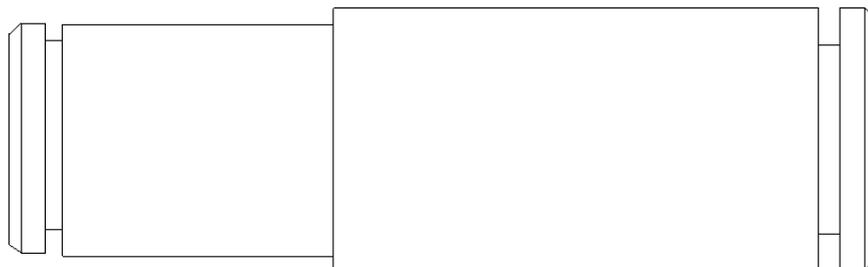
Вывод по разделу: проектированный механизм и его детали соответствуют необходимым условиям работоспособности, сборки, соседства, соосности и прочности.

6 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

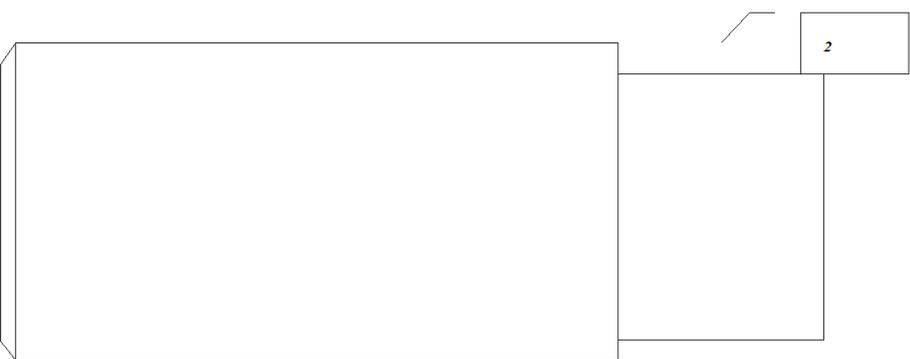
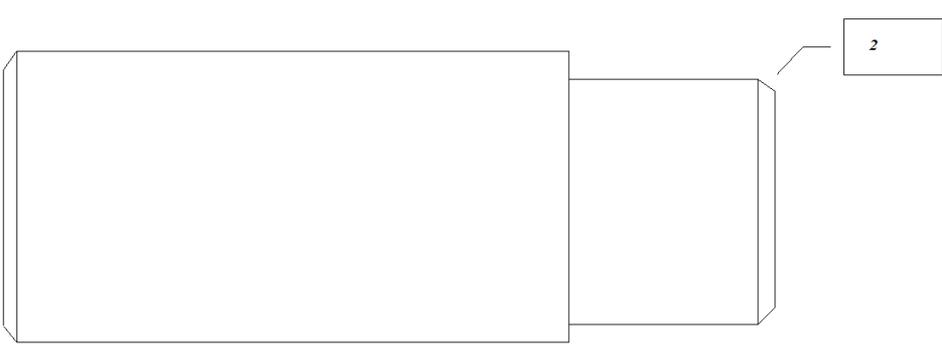
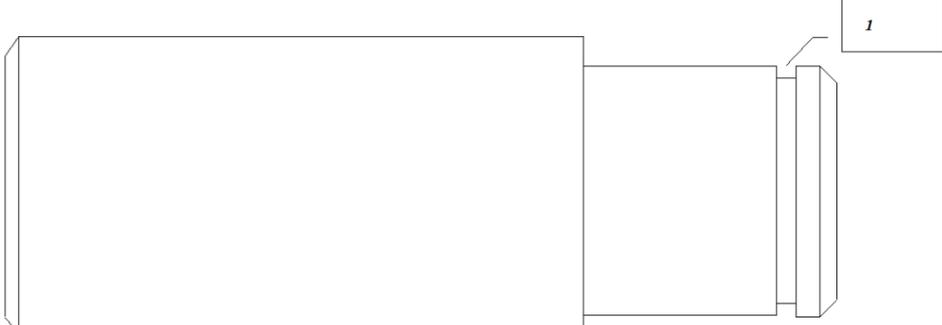
6.1 План механической обработки

В качестве детали, для которой разработаем технологический процесс её изготовления возьмём ось шестерни дифференциала. Деталь изготавливается из прутка диаметром 62 мм по ГОСТ 2590-88 [13], материал вала – сталь 40Х ГОСТ 4543-71 [14].

На этом этапе разработки технологического процесса устанавливаем последовательность проведения операций механической обработки детали, с учётом возможностей технологического оборудования.



	<p>000 Отрезка Станок 1К62. Резец 2102-0055 Т15К6 Гост 18879-73. [15]</p>
	<p>Точить поверхность 1. Станок 1К62. Штангенциркул ь ШЦ-I -400-0, 1-1 Гост 166-89 [16]. Скоба 65b12 8113-0147</p>

	<p>Точить фаску 1. Станок 1К62</p>
	<p>Точить поверхность 2. Станок 1К62 Штангенциркуль ШЦ-I-4000-0, 1-1 ГОСТ 166-89 [16]. Скоба 65b12 8113-0147</p>
	<p>Точить фаску 2. Станок 1К62.</p>
	<p>Точить канавку 1. Станок 1К62.</p>
	<p>Точить канавку 2. Станок 1К62</p>

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ

Лист

108

6.2 Расчёт режимов резания

Определение основных режимов обработки детали на станках является неотъемлемой частью технологической подготовки производства. Рассчитываемые режимы подбираются под инструмент с оптимальным соотношением его геометрических характеристик. Для назначения режима резания необходимо учитывать множество факторов, главные из которых: тип механической операции, требуемое качество обработки, физико-механические свойства материала обрабатываемой детали.

На указанном этапе дипломного проектирования выполним расчёт режимов резания для операций: 015 Токарно-винторезная, 020 Токарно-винторезная, 040 Кругло-шлифовальная

015 Токарно-винторезная

Подход 1-Точить поверхность 1:

Применяется станок 1К62 /3/. Резец 2103-0057 ГОСТ 18879-73.

Проводим расчёт:

1) Определение длины рабочего хода суппорта станка по формуле (1):

$$L_{p.x.} = L_{рез} + y + L_{доп}$$

где $L_{p.x.}$ -длина рабочего хода, мм

$L_{доп}$ -дополнительная длина хода, мм /3/.

$$L_{p.x.} = 275 + 1 = 276 \text{ мм.}$$

2) Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя S_0 мм/об:

определение рекомендуемой подачи по нормативам /3/: руководствуясь рекомендациями, выбираем: $S_0 = 0,6$ мм/об.

3) Определяем стойкость инструмента по нормативам T_p , мин /3/:

$$T_p = T_m \lambda,$$

где $T_m = 50$ -стойкость работы (зависит от числа инструментов в накладке);

$$\lambda = \frac{L_{рез}}{L_{p.x.}} = \frac{275}{276} = 0.99 \text{ -коэффициент времени резания /3/.$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		109

$$T_p = 50 * 0,99 = 49,5$$

4) Расчёт скорости резания v , м/мин и оборотов n , об/мин шпинделя.

а) определяем рекомендуемые скорости резания по нормативам /3/:

$$v = v_{\text{табл}} * K_1 * K_2 * K_3,$$

где K_1 -коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

K_2 -коэффициент, зависящий от стойкости и марки твёрдого сплава;

K_3 -коэффициент, зависящий от вида обработки /3/.

$$v = 32 * 0,95 * 1,3 * 0,8 = 30 \text{ м/мин.}$$

б) рассчитываем рекомендуемые числа оборотов шпинделя станка по формуле (5):

$$n = \frac{1000 * v}{3.14 * 60} = 160 \text{ об/мин}$$

в) уточняем числа оборотов шпинделя по паспорту станка: $n=160$ об/мин

г) уточняем скорость резания по принятому числу оборотов шпинделя по формуле (5):

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{3.14 * 60 * 160}{1000} = 30 \text{ м/мин.}$$

5) Расчёт основного машинного времени обработки t_m , мин по формуле (7):

$$t_m = \frac{L_{p.x.}}{s_0 * n} = \frac{276}{0.6 * 160} = 2.875 \text{ мин.}$$

Подход 2-Точить поверхность 2:

Применяем станок 1К62 /3/. Резец 2103-0057 ГОСТ 18879-73.

Проводим расчёт:

1) Определение длины рабочего хода суппорта станка:

$$L_{p.x.} = L_{\text{рез.}} + u + L_{\text{доп}},$$

где $L_{p.x.}$ -длина рабочего хода, мм;

u -подвод, врезание и перебег инструмента, мм

$L_{\text{доп}}$ -дополнительная длина хода, мм.

										Лист
										110
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

$$L_{p.x.} = 2 + 1 = 3 \text{ мм.}$$

2) Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя $S_0=0,4$ мм/об:
определение рекомендуемой подачи по нормативам /3/: руководствуясь рекомендациями, выбираем: $S_0=0,4$ мм/об.

3) определяем стойкость инструмента по нормативами T_p , мин /3/ по формуле (3):

$$T_p = T_m \lambda,$$

где $T_m=50$ -стойкость работы (зависит от числа инструментов в наладке);

$$\lambda = \frac{L_{рез}}{L_{p.x.}} = \frac{2}{3} = 0,67\text{-коэффициент времени резания /3/}.$$

$$T_p = 50 * 0,67 = 33,3$$

4) Расчёт скорости резания v , м/мин и оборотов n , об/мин шпинделя.

а) определяем рекомендуемые скорости резания по нормативам /3/ по формуле (4):

$$v = v_{табл} * K_1 * K_2 * K_3,$$

где K_1 -коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

K_2 -коэффициент, зависящий от стойкости и марки твёрдого сплава;

K_3 -коэффициент, зависящий от вида обработки /3/.

$$v = 40 * 1,21 * 1 * 1 = 33 \text{ м/мин}$$

б) рассчитываем рекомендуемые числа оборотов шпинделя станка по формуле (5):

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d} = \frac{1000 * 33}{3.14 * 50} = 210 \text{ об/мин}$$

в) уточняем числа оборотов шпинделя по паспорту станка: $n=210$ об/мин

г) уточняем скорость резания по принятому числу оборотов шпинделя по формуле (5):

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{3.14 * 50 * 210}{1000} = 33 \text{ м/мин}$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		111

5) Расчёт основного машинного времени обработки t_m , мин по формуле (8):

$$t_m = \frac{L_{p.x.}}{s_0 * n} = \frac{3}{0.4 * 210} = 0.036 \text{ мин.}$$

Подход 3-Точить фаску 3:

Применяется станок 1К62 /46/. Резец 2103-0057 ГОСТ 18879-73.

Проводим расчёт:

1) Определение длины рабочего хода суппорта станка по формуле (1):

$$L_{p.x.} = L_{рез.} + y + L_{доп.},$$

где $L_{p.x.}$ -длина рабочего хода, мм;

y-подвод, врезание и перебег инструмента, мм

$L_{доп.}$ -дополнительная длина хода, мм /47/.

$$L_{p.x.} = 13 + 5 = 18 \text{ мм.}$$

2) Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя S_0 мм/об:

определение рекомендуемой подачи по нормативам /47/: руководствуясь рекомендациями, выбираем: $S_0 = 0,4$ мм/об.

3) определяем стойкость инструмента по нормативам T_p , мин /47/ по формуле (3):

$$T_p = T_m \lambda,$$

где $T_m = 100$ -стойкость работы (зависит от числа инструментов в накладке);

4) Расчёт скорости резания v , м/мин и оборотов n , об/мин шпинделя.

а) определяем рекомендуемые скорости резания по нормативам по формуле (4):

$$v = v_{табл} * K_1 * K_2 * K_3,$$

где K_1 -коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

K_2 -коэффициент, зависящий от стойкости и марки твёрдого сплава;

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		112

K_3 -коэффициент, зависящий от вида обработки.

$$v = 32 * 0,95 * 1,3 * 0,8 = 33 \text{ м/мин.}$$

б) рассчитываем рекомендуемые числа оборотов шпинделя станка по формуле (4):

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d} = \frac{1000 * 33}{3.14 * 40} = 263 \text{ об/мин}$$

в) уточняем числа оборотов шпинделя по паспорту станка: $n=280$ об/мин.

г) уточняем скорость резания по принятому числу оборотов шпинделя по формуле (6):

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{3.14 * 40 * 280}{1000} = 35.2 \text{ м/мин.}$$

5) Расчёт основного машинного времени обработки t_m , мин по формуле (8):

$$t_m = \frac{L_{p.x.}}{S_0 * n} = \frac{18}{0.4 * 280} = 0.16 \text{ мин}$$

020 Токарно-винторезная

Подход 1-Точить поверхность 2

Применяется станок 1К62 /46/. Резец 2103-0057 ГОСТ 18879-73.

Проводим расчёт:

1) Определение длины рабочего хода суппорта станка по формуле (1):

$$L_{p.x.} = L_{рез.} + u + L_{доп.},$$

где $L_{p.x.}$ -длина рабочего хода, мм;

u -подвод, врезание и перебег инструмента, мм

$L_{доп.}$ -дополнительная длина хода, мм.

$$L_{p.x.} = 100 + 2 = 102 \text{ мм.}$$

2) Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя S_0 мм/об:

определение рекомендуемой подачи по нормативам /3/: руководствуясь рекомендациями, выбираем: $S_0 = 0,6$ мм/об.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		113

3) определяем стойкость инструмента по нормативам T_p , мин /3/ по формуле (3):

$$T_p = T_m \lambda,$$

где $T_m=50$ -стойкость работы (зависит от числа инструментов в накладке);

$$\lambda = \frac{L_{рез}}{L_{p.x.}} = \frac{100}{102} = 0,98\text{-коэффициент времени резания.}$$

$$T_p = 50 * 0,98 = 49$$

4) Расчёт скорости резания v , м/мин и оборотов n , об/мин шпинделя.

а) определяем рекомендуемые скорости резания по нормативам /3/ по формуле (5):

$$v = v_{табл} * K_1 * K_2 * K_3,$$

где K_1 -коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

K_2 -коэффициент, зависящий от стойкости и марки твёрдого сплава;

K_3 -коэффициент, зависящий от вида обработки /3/.

$$v = 32 * 0,95 * 1,3 * 0,8 = 30 \text{ м/мин}$$

б) рассчитываем рекомендуемые числа оборотов шпинделя станка по формуле (6):

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d} = \frac{1000 * 30}{3.14 * 60} = 160 \text{ об/мин}$$

в) уточняем числа оборотов шпинделя по паспорту станка: $n=160$ об/мин

г) уточняем скорость резания по принятому числу оборотов шпинделя по формуле (7):

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{3.14 * 60 * 160}{1000} = 30 \text{ м/мин}$$

5) Расчёт основного машинного времени обработки t_m , мин по формуле (8):

$$t_m = \frac{L_{p.x.}}{s_0 * n} = \frac{102}{0.6 * 160} = 1,06 \text{ мин.}$$

Подход 2-Точить фаску 2:

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		114

Применяется станок 1К62 /46/. Резец 2103-0057 ГОСТ 18879-73.

Проводим расчёт:

1) Определение длины рабочего хода суппорта станка по формуле (1):

$$L_{p.x.} = L_{рез.} + u + L_{доп.},$$

где $L_{p.x.}$ -длина рабочего хода, мм;

u -подвод, врезание и перебег инструмента, мм

$L_{доп.}$ -дополнительная длина хода, мм.

$$L_{p.x.} = 100 + 2 = 102 \text{ мм.}$$

2) Назначение подачи суппорта на оборот шпинделя S_0 мм/об:

определение рекомендуемой подачи по нормативам /3/: руководствуясь рекомендациями, выбираем: $S_0 = 0,6$ мм/об.

3) определяем стойкость инструмента по нормативам T_p , мин /3/ по формуле (3):

$$T_p = T_m \lambda,$$

где $T_m = 50$ -стойкость работы (зависит от числа инструментов в накладке);

$$\lambda = \frac{L_{рез.}}{L_{p.x.}} = \frac{10,6}{11,1} = 0,96 \text{-коэффициент времени резания /3/}.$$

$$T_p = 50 * 0,96 = 48$$

4) Расчёт скорости резания v , м/мин и оборотов n , об/мин шпинделя.

а) определяем рекомендуемые скорости резания по нормативам /3/ по формуле (4):

$$v = v_{табл} * K_1 * K_2 * K_3,$$

где K_1 -коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

K_2 -коэффициент, зависящий от стойкости и марки твёрдого сплава;

K_3 -коэффициент, зависящий от вида обработки /3/.

$$v = 41 * 0,95 * 1,3 * 0,8 = 37 \text{ м/мин}$$

						23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			115

б) рассчитываем рекомендуемые числа оборотов шпинделя станка по формуле (5):

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d} = \frac{1000 * 37}{3.14 * 58} = 203 \text{ об/мин}$$

в) уточняем числа оборотов шпинделя по паспорту станка: $n=210$ об/мин

г) уточняем скорость резания по принятому числу оборотов шпинделя по формуле (6):

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{3.14 * 58 * 160}{1000} = 38,2 \text{ м/мин}$$

5) Расчёт основного машинного времени обработки t_m , мин по формуле (7):

$$t_m = \frac{L_{p.x.}}{s_0 * n} = \frac{11,1}{0,6 * 210} = 0,088 \text{ мин.}$$

$$v = v_{\text{табл}} * K_1 * K_2 * K_3 = 34 * 1,2 * 0,4 * 1 = 26 \text{ м/мин}$$

040 Кругло-шлифовальная

Операция выполняется на станке 3Б161

1) Расчёт скорости шлифовального круга /3/ по формуле (10):

$$v = \frac{\pi * D * n_{\text{кр}}}{1000 * 60}$$

где D -внешний диаметр шлифовального круга, мм;

$n_{\text{кр}}$ -число оборотов круга по паспорту станка, об/мин.

$$v = \frac{3.14 * 60 * 800}{1000 * 60} = 2,512 \text{ м/сек}$$

2) Выбор характеристики шлифовального круга /3/. Материал круга должен обеспечивать чистовое шлифование диаметра по 6 качеству $\varnothing 80_{-0,6}^{-0,5}$, с точностью $\delta > 0,3$. Материал сталь 40Х-3 по ГОСТ 4543 /29/, твёрдостью 50...55HRC. Выбираем круг I 600x63x305x 24А 25-П СМ2 7 К5 35 м/с Бкл ГОСТ 2424-83

3) Расчёт скорости и частоты вращения детали.

а) определение рекомендуемой скорости вращения детали /3/:

$$v = 30 \text{ м/мин.}$$

б) расчёт числа оборотов шпинделя, соответствующего рекомендуемой скорости резания, и уточнения его по паспорту станка:

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d} = \frac{1000 * 30}{3.14 * 60} = 160 \text{ об/мин}$$

уточняем числа оборотов шпинделя по паспорту станка: $n=160$ об/мин.

в) уточняем скорость вращения детали по принятому числу оборотов:

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000} = \frac{3.14 * 60 * 160}{1000} = 30 \text{ м/мин.}$$

г) выбор минутной поперечной подачи /3/:

$$S_{m.ok} = S_{m.ok(табл)} * K_1 * K_2 * K_3 = 0.9 * 0.8 * 1.3 * 1 = 0.936 \text{ мм/мин.}$$

где K_1 -коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала /3/;

K_2 -коэффициент, зависящий от припусков и точности /47/;

K_3 -коэффициент, зависящий от диаметра круга, количества кругов и характера поверхности /3/.

4) Определение времени выхаживания: $t_{\text{вых}}=0,1$ мин.

5) Величина слоя, снимаемая при выхаживании: $a_{\text{вых}}=0,03$ мм.

6) Расчёт машинного времени при автоматическом цикле шлифования t_m , мин;

$$t_m = \frac{1.3(a-a_{\text{вых}})}{S_{m.ok}} + t_{\text{вых}} = \frac{1.3(0,5-0,03)}{0,936} + 0,1 = 0,753,$$

где $a=0.5$ мм-общий припуск на сторону.

Вывод по разделу: в данной части дипломного проекта была установлена последовательность проведения операции механической обработки учётом возможностей оборудования, а также рассчитаны режимы обработки детали.

7 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

7.1 ОРГАНИЗАЦИОННАЯ ЧАСТЬ

Небольшой комплекс работ может быть спланирован в виде ленточного план-графика по этапам проектных работ при выполнении дипломного проекта, начиная с выдачи задания на преддипломную практику, дипломное проектирование и до готовности ДП к защите. При этом назначаются исполнители работ (по категориям и количеству) и ожидаемая продолжительность работ по каждому этапу. На ленточном графике отмечается один элемент-работа, которая откладывается по горизонтали. На графике Гантта (рисунок 21) отрезками прямых изображается весь цикл работ по дипломному проектированию, с учётом того, что они могут выполняться параллельно и последовательно. Общая ориентировочная продолжительность дипломного проектирования 90 дней.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		118

Таблица 5-Технический эффект от внедрения результатов работы

Наименование показателя	Изменение серийного,%	относительно
Средняя техническая скорость	5...8	
Угол преодолеваемого подъёма	12...15	
Расход топлива	5...7	
Износ шин	10...15	

Примем условно, что в проекте не реализуется какие-либо мероприятия, приводящие к существенному увеличению срока службы агрегатов, и что реализация проекта может быть осуществлена в основном на имеющихся основных фондах, т.е. не требует больших капиталовложений в производство. Не потребуются также дополнительное капитальное вложения в эксплуатацию автомобиля. Объём выпуска проектируемого автомобиля условно возьмём в количестве 10 тыс. шт. в год. [1, с 25]

Данные по себестоимости изготовления агрегатов и узлов выпускаемого автомобиля берутся по заводским калькуляциям.

7.2.2 Расчёт себестоимости предлагаемых решений

Себестоимость автомобиля:

$$S = (C_{\text{дв}} + S_{\text{кп}} + S_{\text{рк}} + S_{\text{кп}} + S_{\text{к}} + S_{\text{пм}} + S_{\text{зм}} + S_{\text{ш}} + S_{\text{ру}} + S_{\text{пп}} + S_{\text{пз}} + S_{\text{куз}} + S_{\text{р}}) * \mu,$$

где $C_{\text{дв}}$ -себестоимость двигателя;

$S_{\text{кп}}$ -себестоимость коробки передач;

$S_{\text{рк}}$ -себестоимость раздаточной коробки;

$S_{\text{зм}}$ -себестоимость заднего моста;

$S_{\text{пм}}$ -себестоимость переднего моста;

$S_{\text{кол}}$ -себестоимость колёс в сборе;

$S_{\text{ш}}$ -себестоимость шин в сборе;

$S_{\text{ру}}$ -себестоимость рулевого управления;

$S_{\text{пп}}$ -себестоимость подвески передней в сборе;

$S_{\text{пз}}$ -себестоимость подвески задней в сборе;

$S_{\text{куз}}$ -себестоимость кузова в сборе;

$S_{\text{р}}$ -себестоимость рамы в сборе;

μ -коэффициент, учитывающий затраты на сборку и себестоимость остальных элементов автомобиля. Для автомобилей грузоподъемностью до 3 т $\mu=1,25$ [1, с 150].

Себестоимость основных агрегатов и узлов существующего и проектируемого автомобиля приведён в таблице 4.

Расчёт себестоимости проектируемой коробки передач и раздаточной коробки проведём по формуле:

$$S_{pk} = K_u * 464.8 * \left(lg * \left(\frac{3.6 * m_a * r_{cm}}{u_m} \right) \right) * N_{\text{ГОД}}^{-0.15}, \quad (7,2)$$

где K_u -коэффициент, учитывающий изменение цен с 1991 года, $K_u=125$;

m_a -полная масса автомобиля, $m_a=15850$ кг;

i_T -передаточное число трансмиссии:

$$u_{\text{тр}} = u_{\text{кп}} * u_{\text{рк}} * u_{\text{гп}} \quad (7.3)$$

где $u_{\text{кп}}$ -передаточное число коробки передач, $u_{\text{кп}}=6,5$;

$u_{\text{рк}}$ -передаточное число раздаточной коробки $u_{\text{рк}}=1$;

$u_{\text{гп}}$ -передаточное число главной передачи $u_{\text{гп}}=7,62$;

$$u_{\text{тр}}=6,5*1*7,62=49,53$$

$r_{\text{ст}}$ -статический радиус колеса:

$$r_k=0.5*d+\Delta * \lambda_{\text{см}} * B, \quad (7.4)$$

где d -посадочный диаметр шины, м, $d=0.533$ м;

Таблица 6 – Себестоимость основных агрегатов и узлов выпускаемого и проектируемого автомобилей.

Агрегат, узел	Обозначение	Кол-во	Себестоимость (оптовая цена) агрегата или узла, руб.	
			Выпускаемого	Проектируемого
Двигатель КАМАЗ-740.31 (20 Л.С., 10085 см ³)	$S_{ДВ}$	1 1	1 50150	150150
Коробка передач	S_K	1	7	81000
Раздаточная коробка	S_P	1	4	55180
Вал карданный в сборе	S_K	3	3	32100
Мост задний, средний редукторный в сборе (с тормозными механизмами и ступицами)	$S_{ЗМ}$	2 2	1 45500	160500
Мост передний редукторный в сборе (с тормозными механизмами и ступицами)	$S_{ПМ}$	1 1	1 86500	186500
Колесо в сборе		6	1	10400
Автошина в сборе	$S_{Ш}$	6	5 9600	59600
Рулевое управление в сборе	S_P	1	1	19980
Подвеска передняя в сборе	$S_{П}$	1	1	18260
Подвеска задняя в сборе	$S_{П}$	1	1	19820
Кузов в сборе	S_K	1	1	124850
Рама в сборе	S_P	1	6	65000
Себестоимость автомобиля, руб.			1	1683340

Δ -отношение высоты профиля к ширине профиля, $\Delta=0,85$;

										Лист
										123
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

$\lambda_{см}$ -коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой, для шин полноприводных автомобилей $\lambda_{см}=0,85 \dots 0,9$ [17, с. 22], принимаем $\lambda_{см}=0,9$;

B -ширина профиля шины, м, $B=0,485$ м,

$r_k=0,5*0,533+0,85*0,9*0,485=0,630$ м;

$N_{ГОД}$ -годовой объём выпуска тыс шт.

$$S_{pk} = 125 * 464.8 * \lg \left(\frac{3.6 * 13000 * 0.506}{4953} \right) * 10^{-0.15} = 111055 \text{ руб}$$

При расчёте себестоимости автомобиля примем во внимание, что серийность изготовления учтена при определении себестоимости агрегатов. Тогда себестоимость выпускаемого и проектируемого автомобиля ориентировочно составят:

$$S_B = 1,25 * (150150,00 + 78000,00 + 45700,00 + 32100,00 + 160500,00 + 186500,00 + 10400,00 + 59600,00 + 19980,00 + 8260,00 + 19820,00 + 124850,00 + 65000,00) = 1655860 \text{ руб.}$$

$$S_{II} = 1,25 * (150150,00 + 81000,00 + 55180,00 + 32100,00 + 145500,00 + 186500,00 + 10400,00 + 59600,00 + 19980,00 + 18260,00 + 19820,00 + 124850,00 + 65000,00) = 1683340 \text{ руб.}$$

7.2.3 Расчёт производительности проектируемого и выпускаемого автомобилей

Расчёт производится при одинаковых дорожных условиях (частичное использование грунтовых дорог, при одинаковой длине груженой ездки $K_{гр}=15$ км; погрузочно-разгрузочные работы механизированы).

Годовая производительность:

$$W_{ГОД} = K_{ГОД} * \beta * q * \gamma, \quad (7.5)$$

где $K_{ГОД}$ -годовой пробег автомобиля:

$$K_{ГОД} = K_{сс} * D_k * a, \quad (7.6)$$

где $K_{сс}$ -среднесуточный пробег автомобиля:

$$K_{сс} = T_n * \vartheta_э \quad (7.7)$$

где T_n -время пребывания в наряде, $T_n=10$ часов;

ϑ_3 -средняя эксплуатационная скорость:

$$\vartheta_3 = \frac{1}{\frac{1}{\vartheta_T + \frac{t_{пр} * \beta}{K_{гр}}}} \quad (7.8)$$

где ϑ_T -средняя техническая скорость

$$\vartheta_T = \sum_{i=1}^T (\vartheta_{Ti} * \lambda_i), \quad (7.9)$$

где ϑ_{Ti} -средняя техническая скорость в данных дорожных условиях;

λ_i -доля работы автомобиля в данных дорожных условиях от общего пробега.

Статические данные по использованию автомобилей многоцелевого назначения в различных дорожных условиях и средних технических скоростях выпускаемого и проектируемого автомобилей, представлены в таблице 7.

Таблица 7 – статическая характеристика режимов движения автомобилей

№	Характеристика дороги	Вероятность	Скорость, км/ч	
			Выпускаемый	Проектируемый
1	Асфальтобетонное шоссе	0,2	55,8	57,8
2	Грунтовая дорога	0,3	40,1	44,1
3	Разбитая грунтовая дорога	0,1	26,0	27,3
Средняя техническая скорость			43,0	45,1

$t_{пр}$ -время погрузочно-разгрузочных работ, приходящиеся на одну езду, для одиночных автомобилей, грузоподъемностью до 15 т $t_{пр}=0,22$ [1, с. 183];

β -коэффициент использования пробега, для обычных автомобилей $\beta=0,6$ [1, с. 182];

D_k -годовой календарный фонд времени $D_k=200$ дней;

a -коэффициент использования парка, $a=0,7$ [13, с. 185].

Значения параметров, необходимые для определения производительности после расчёта технической скорости приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Эксплуатационные параметры сравниваемых автомобилей

Автомобиль	T_n	ϑ_T	$K_{гр}$	$t_{пр}$	β	D_k	a	γ
Выпускаемый	10	43,0	15	0,22	0,6	200	0,7	0,7
Проектируемый	10	45,1	15	0,22	0,6	200	0,7	0,7

Эксплуатационная скорость выпускаемого автомобиля:

$$\vartheta_{эв} = \frac{1}{\frac{1}{43,0} + \frac{0,22 \cdot 0,6}{15}} = 20 \text{ км/ч}$$

проектируемого автомобиля:

$$\vartheta_{эп} = \frac{1}{\frac{1}{45,1} + \frac{0,22 \cdot 0,6}{15}} = 27,8 \text{ км/ч}$$

Среднесуточный пробег выпускаемого автомобиля:

$$K_{сэв} = 10 \cdot 20 = 200 \text{ км}$$

проектируемого автомобиля:

$$K_{сэп} = 10 \cdot 27,8 = 278 \text{ км}$$

годовой пробег выпускаемого автомобиля:

$$K_{годв} = 312 \cdot 200 \cdot 0,7 = 43680 \text{ км}$$

проектируемого автомобиля:

$$K_{годп} = 323 \cdot 200 \cdot 0,7 = 45220 \text{ км}$$

Годовая производительность выпускаемого автомобиля:

$$W_{годв} = 43680 \cdot 0,6 \cdot 10 \cdot 0,7 = 183456 \text{ т} \cdot \text{км}$$

проектируемого автомобиля:

$$W_{годп} = 45220 \cdot 0,6 \cdot 10 \cdot 0,7 = 189924 \text{ т} \cdot \text{км}$$

Критерии технической конкурентоспособности [17]

$$k = \frac{\sum_{i=1}^m K_{ni} * N_i}{\sum_{i=1}^m N_i}$$

$$k = \frac{\frac{27.8}{20} * 1 + \frac{278}{200} * 1 + \frac{45220}{43680} * 0.76 + \frac{189924}{183456} * 0.5}{1 + 1 + 0.76 + 0.5} \approx 1.3$$

На основании расчётных данных можно делать заключение о перспективности и конкурентоспособности проектируемой конструкции рабочего органа.

7.2.4 Расчёт себестоимости годовой работы

Затраты на топливо:

$$S_m = \frac{(Q_{m1} + Q_{m2} * q * \gamma * \beta) * K_{ГОД} * K_{ЗИМ} * C_T}{100} \quad (7.10)$$

где Q_{m1} -линейная норма расхода топлива, для выпускаемого автомобиля $Q_{m1В}=35$ л/100 км; для проектируемого автомобиля $Q_{m1П}=32$ л/100 км;

Q_{m2} -норма расхода топлива на транспортную работу, для выпускаемого автомобиля $Q_{m2В}=1,9$ л/100 км; для проектируемого автомобиля $Q_{m2П}=1,8$ л/100 км;

$K_{ЗИМ}$ -коэффициент, учитывающий повышенный расход топлива в зимних условиях, $K_{ЗИМ}=1,05$; [18, с. 25, 19]

C_T -оптовая цена топлива, $C_T=15$ руб/л.

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_m = \frac{(35 + 1.9 * 0.8 * 0.7 * 0.6) * 43680 * 1.05 * 15}{100} = 245178 \text{ руб/год}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_m = \frac{(32 + 1.8 * 0.8 * 0.7 * 0.6) * 45220 * 1.05 * 15}{100} = 232216 \text{ руб/год}$$

Затраты на смазочные материалы

										Лист
										127
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ					

$$S_m = 0.1 * S_m$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{mv} = 0,1 * 245178 = 24518 \text{ руб/год}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{mp} = 0,1 * 232216 = 23222 \text{ руб/год}$$

Затраты на техническое обслуживание и эксплуатационные ремонты

$$S_{mэр} = \frac{Z_{mэр} * K_{год}}{1000} \quad (7.11)$$

где $Z_{mэр}$ -удельные затраты на техническое обслуживание и эксплуатационные ремонты с учётом ежедневного технического обслуживания:

$$Z_{тэр} = 975 * q$$

$$Z_{тэр} = 975 * 10 = 9750$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{тэрв} = \frac{9750 * 43680}{1000} = 425880 \text{ руб/год}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{тэрп} = \frac{9750 * 45220}{1000} = 440895 \text{ руб/год}$$

Затраты на восстановление износа и ремонт шин.

Затрат на восстановление износа шин для автомобиля с колёсной формулой бхбмогут быть определены следующим образом:

$$S_{ш} = \frac{90 * m_{ca} * K_{год}}{1000 * \left(\frac{63}{\vartheta_m} - 0,26 \right)} \quad (7.12)$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{шв} = \frac{90 * 1,650 * 43680}{1000 * \left(\frac{63}{43,0} - 0,26\right)} = 5382 \text{ руб/год}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{шп} = \frac{81 * 1,650 * 45220}{1000 * \left(\frac{63}{45,1} - 0,26\right)} = 5316 \text{ руб/год}$$

Заработная плата водителей:

$$S_{вод} = \frac{0,127 * C_{тар} * W_{год}}{q} * \left(\frac{t_{пр}}{K_{гр}} + \frac{1}{\vartheta_3 * \gamma * \beta}\right)$$

(7.13)

где $C_{тар}$ - часовая тарифная ставка водителей, $C_{тар}=50$ руб.

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{водв} = \frac{0,127 * 50 * 183456}{0,8} * \left(\frac{0,22}{15} + \frac{1}{31,2 * 0,7 * 0,6}\right) = 132967 \text{ руб/год}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{водп} = \frac{0,127 * 50 * 189924}{0,8} * \left(\frac{0,22}{15} + \frac{1}{32,3 * 0,7 * 0,6}\right) = 133738 \text{ руб/год}$$

Накладные затраты.

При одинаковой грузоподъёмности они одинаковы для проектируемого и выпускаемого автомобиля:

$$S_{нак} = 50 * (611 + 55,5 * q - 1,58 * q^2)$$

(7.14)

$$S_{нак} = 50 * (611 + 55,5 * 10 - 1,58 * 10^2) = 504002 \text{ руб/год}$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		129

Годовые эксплуатационные затраты без амортизационных отчислений:

$$S_{\text{ЭК}} = S_{\text{T}} + S_{\text{СМ}} + S_{\text{ТЭР}} + S_{\text{Ш}} + S_{\text{ВОД}} + S_{\text{НАК}} \quad (7.15)$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{\text{ЭКВ}} = 24518,00 + 245178,00 + 425880,00 + 5382,00 + 132967,00 + 504002,00 = 1337927 \text{ руб}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{\text{ЭКП}} = 23222,00 + 232216,00 + 440895,00 + 5316,00 + 133738,00 + 504002,00 = 1339383 \text{ руб}$$

Расчёт оптовой цены:

Нижний предел оптовой цены

$$C_{\text{НИЖ}} = S_n * (1 + k_p) \quad (7.16)$$

где k_p -норматив рентабельности, $k_p=0,15$

$$C_{\text{НИЖ}} = 968340 * (1 + 0,15) = 1213590 \text{ руб}$$

Верхний предел оптовой цены

$$C_{\text{ВП}} = C_{\text{В}} * \frac{W_{\text{ГОДП}}}{W_{\text{ГОДВ}}} * \frac{\frac{1}{T_{\text{СЛВ}}} + E_{\text{П}}}{\frac{1}{T_{\text{СЛП}}} + E_{\text{П}}} + \frac{S_{\text{ЭКВ}} * \frac{W_{\text{ГОДП}}}{W_{\text{ГОДВ}}} - S_{\text{ЭКП}}}{\frac{1}{T_{\text{СЛП}}} + E_{\text{П}}} \pm \Delta K_{\text{ЭК}} \quad (7.17)$$

где $T_{\text{СЛ}}$ -срок службы выпускаемого и проектируемого автомобилей, $T_{\text{СЛ}}=10$ лет;

$\Delta K_{\text{ЭК}}$ -изменение удельных капитальных затрат, $\Delta K_{\text{ЭК}}=0$

$$C_{\text{ВП}} = 955860 * \frac{189924}{183456} * \frac{\frac{1}{10}+0,15}{\frac{1}{10}+0,15} + \frac{1337927 * \frac{189924}{183456} - 1339383}{\frac{1}{10}+0,15} \pm 0 = 124739$$

Поскольку $C_{\text{В}}$: $(C_{\text{НИЖ}} + P_{\text{П}})=1,17$ размер поощрительной надбавки к нормативной прибыли равен 20%, оптовая цена

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
						130
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$C_H = 968340(1 + 0,15 * 1,2) = 1142641 \text{ р.}$$

Амортизационные отчисления.

$$S_{ам} = \left(\frac{m_{ам} * C_H}{100} + \frac{m'_{ам} * C_H * K_{год}}{100000} \right) * K_{ам} \quad (7.18)$$

где $m_{ам}$ -нормы амортизационных отчислений на реновацию, $m_{ам}=15$ [18, с. 213]

$m'_{ам}$ -нормы амортизационных отчислений на капитальный ремонт, $m'_{ам}=0,45$ [1, с. 213]

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{амв} = \left(\frac{16 * 167038}{100} + \frac{0,45 * 1213590 * 43680}{100000} \right) * 1 = 385925 \text{ руб}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{амп} = \left(\frac{15 * 175109}{100} + \frac{0,45 * 1247394 * 45220}{100000} \right) * 1 = 412662 \text{ руб}$$

Годовые эксплуатационные затраты:

$$S_{э} = S_{эк} + S_{ам} \quad (7.19)$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{экв} = 1337927 + 385925 = 1723852 \text{ руб}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{эпп} = 1339383 + 412662 = 1752045 \text{ руб}$$

7.2.5 Расчёт удельных показателей и годового эффекта

Удельные капиталовложения потребителя в автомобиль:

$$C_{уд} = \frac{C_H}{W_{год}} \quad (7.20)$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$C_{удв} = \frac{1213590}{183456} = 6,61 \text{ руб. год/ т*км}$$

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		131

Для проектируемого автомобиля:

$$C_{удп} = \frac{1247394}{189924} = 6,56 \text{ руб. год/т*км}$$

Удельные эксплуатационные затраты составляют

$$S_{экуд} = \frac{S_{эк}}{W_{год}} \quad (7.21)$$

Для выпускаемого автомобиля:

$$S_{экудв} = \frac{1723857}{183456} = 9,40 \text{ руб. год/т*км}$$

Для проектируемого автомобиля:

$$S_{экудп} = \frac{1752045}{189924} = 9,25 \text{ руб. год/т*км}$$

Годовой экономический эффект:

$$\varepsilon_{год} = [(S_{экв} + E_n * C_{удв}) - (S_{экуп} + E_n * C_{удп})] * W_{годп} \quad (7.22)$$

$$\varepsilon_{год} = [(9,40 + 0,15 * 6,61) - (9,25 + 0,15 * 6,56)] * 189924 = 31527 \text{ руб/год}$$

В таблице 9 приведены итоговые данные экономической оценки.

Таблица 9 – Экономическая оценка результатов работы

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		132

Наименование показателя	Выпускаемый автомобиль	Проектируемый автомобиль
Объём работы за год, т*км	183456	189924
Годовые эксплуатационные затраты, руб	1723857	1752045
Удельные капитальные затраты потребителя, руб/ т*км	9,40	9,25
Оптовая цена машины, руб	1213590	1247394
Удельные капитальные затраты потребителя, руб/т*км	6,61	6,56
Годовой эффект на один автомобиль, руб		31527

Вывод по разделу: анализ данных, представленных в таблице позволяет сделать вывод, что результаты работы могут быть рекомендованы к производству, так как его окупаемость находится в пределах нормативного срока. Годовой экономический эффект от реализации предлагаемых решений составляет 31527 рублей на один автомобиль в год.

8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		133

8.1 Область применения

Система управления дифференциалами предназначена для перераспределения мощности между колёсами в зависимости от дорожных условий, улучшая тем самым проходимость и управляемость автомобиля на сложных участках местности.

Применяется в различных семействах автомобилей многоцелевого назначения, таких, как КАМАЗ, Урал и других.

Устройство управления содержит муфту блокировки 1, установленную на валу привода переднего моста и пневматический цилиндр 2 управления давлением 3, соединённый посредством пневмопроводов 4 с пневмоцилиндром 2 управления блокировкой и пневмоцилиндром 5 управления подачей топлива двигателя транспортного средства, блок управления 6, связанный посредством угла поворота рулевого колеса 10 и модулятором давления 3.

Устройство работает следующим образом:

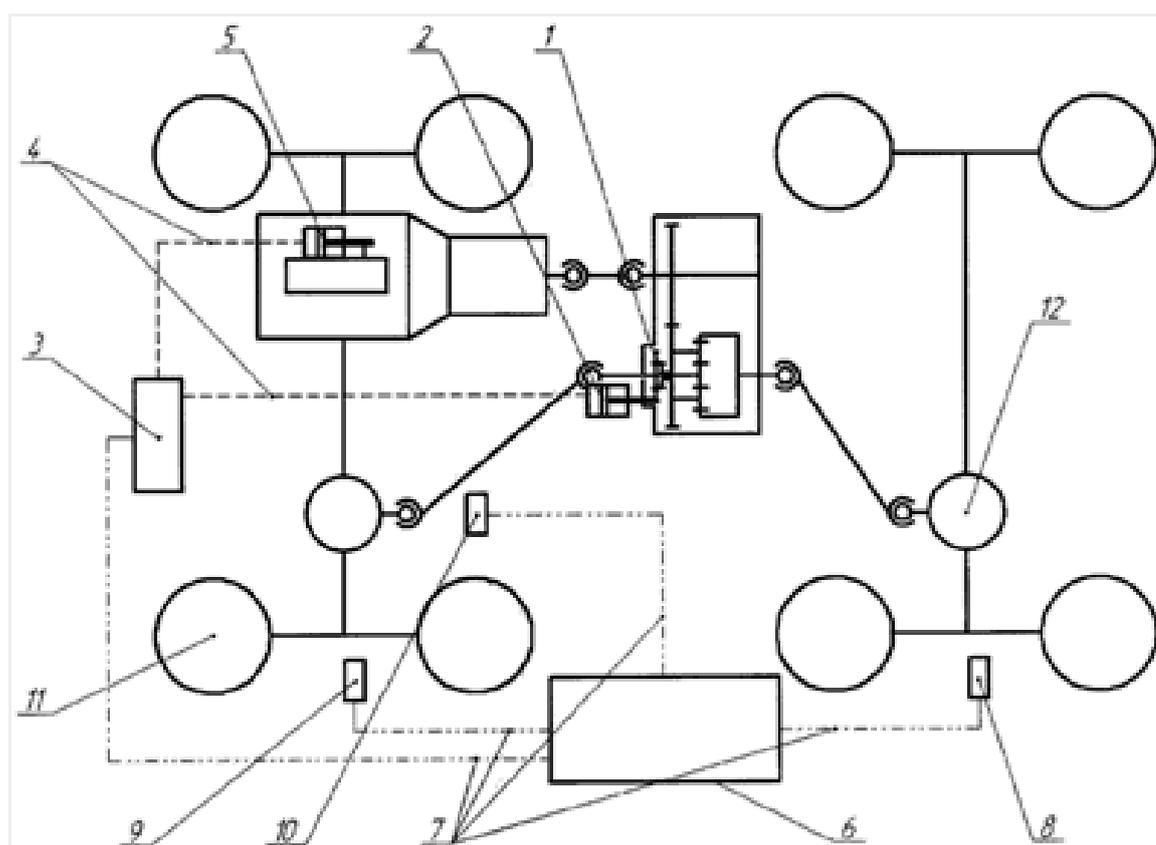


Рисунок 22 – Устройство управления блокировкой межосевого дифференциала транспортного средства

При движении машины по прямой на хорошей дороге колёса переднего 11 и заднего 12 мостов транспортного средства вращаются синхронно, муфта

1 блокировки межосевого дифференциала разблокирована, датчики 8 и 9 частоты вращения передают в блок управления 6 данные о частотах вращения колёс, разность которых не превышает допустимого значения, заложенного в программу блока 6. Буксование колёс того или другого моста приводит к увеличению разности частот вращения колёс. В том случае если эта величина превышает допустимые пределы, блок управления 6 передаёт управляющий сигнал в модулятор давления 3, который подаёт воздух в пневмоцилиндр 5 управления подачей топлива двигателя, в результате чего уменьшается подача топлива, снижается развиваемый двигателем крутящий момент, и как следствие происходит уменьшение буксования колёс, и выравнивание угловых скоростей ведущих колёс переднего 11 и заднего 12 мостов. После выравнивания угловых скоростей блок управления 6 подаёт сигнал в модулятор давления 3 для подачи воздуха в пневмоцилиндр 2 управления блокировкой, который воздействует на муфту 1 блокировки межосевого дифференциала, в результате чего происходит блокировка межосевого дифференциала. При этом, вследствие равной скорости ведущих колёс, блокировка дифференциала происходит безударно.

При повороте транспортного средства, в блок управления 6 от датчика 10 поворота рулевого колеса поступает сигнал, и в этом случае величина разности угловых скоростей колёс переднего 11 и заднего 12 мотов, при которой включается блокировка межосевого дифференциала увеличивается, пропорционально увеличению угла поворота управляемых колёс, что устраняет возможность блокировки дифференциала при повороте транспортного средства.

Использование предлагаемого технического решения позволяет производить блокировку межосевого дифференциала в процессе движения транспортного средства, за счёт предварительного выравнивания угловых скоростей ведущих колёс путём уменьшения подачи топлива в двигатель, и дифференциала. Блокировка происходит без участия водителя, что облегчает управление автомобилем и уменьшает требования к водителю.

8.2 Идентификация опасностей и оценка риска. Меры, направленные на снижение риска.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		135

При работе пневматическим инструментом подавать воздух разрешается после установки инструмента в рабочее положение.

Соединять шланги пневматического инструмента и разъединять их разрешается после отключения подачи воздуха.

При работе гаечными ключами необходимо подбирать их соответственно размерам гаек, правильно накладывать ключ на гайку. Нельзя поджимать гайку рывком.

Нельзя снимать с машины агрегаты, узлы, в то время, когда под машиной работают люди.

При работе под автомобилем пользуйтесь защитными очками, лежаками.

Запрещается использование неисправного инструмента при ремонтных и регулировочных работах.

Вывод по разделу: в целом можно отметить, что конструкция системы управления соответствует требованиям и положениям действующих в электротехнике и машиностроении инструкции по безопасности при производстве, испытаниях и эксплуатации.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		137

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение унифицированной силовой передачи на автомобилях многоцелевого назначения позволит исключить недостатки с механически блокируемыми межосевым и межколёсным дифференциалами, а именно: низкая реализация сцепных возможностей ведущих колёс и низкая долговечность деталей. Так как эффективность применения механической блокировки напрямую зависит от мастерства водителя, своевременной блокировки и разблокировки дифференциалов.

Разработанная система управления блокировкой позволяет повысить проходимость автомобиля, повышение комплексного показателя проходимости на 6%, а также облегчить работу водителя и увеличить ресурс работы деталей раздаточной коробки и ведущего моста.

Экономический эффект достигается внедрением рекомендаций по рациональному распределению мощности и разработанной на их основе системе управления, позволяет производить блокировку дифференциалов при движении транспортного средства. При движении автомобиля в условиях различного сцепления ведущих колёс с опорной поверхностью это обеспечивает:

- повышение тяговых возможностей автомобиля;
- повышение среднетехнической скорости движения автомобиля;
- повышение производительности автомобиля;
- уменьшение расхода топлива;
- уменьшение износа шин;

Годовой экономический эффект от реализации предлагаемых решений составляет 31527 рублей на один автомобиль в год.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		138

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Базаров Б.М. Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.
2. ГОСТ 16350-80. Климат СССР. Районирование и статические параметры климатических факторов для технических целей. Введён 17.12.80. – 149 с.
3. Проектирование трансмиссии автомобилей. Справочник (под ред. Гришкевича А.И.) – Минск : Высшая школа, 1984, -272 с.
4. Мурог И.А. Научные методы совершенствования трансмиссии и рулевого управления при модернизации автомобилей многоцелевого назначения. – дисс. д.т.н. 2013, 240 с.
5. <http://4runner.sovintel.ru/differentials.htm>
6. <http://systemsauto.ru/transmission/transmission/html>
7. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций. Элементы расчётов – М.: Машиностроение, 1989.-303 с
8. Конструирование и расчёт колёсных машин высокой проходимости (под ред. Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича) – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.
9. Лукин П.П., Гаспарец Г.А., Радионов В.Ф. Конструирование и расчёт автомобиля – М.: Машиностроение, 1984 – 374 с.
10. Решетов Д.М. Детали машин – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
11. Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб.для вузов. – 4-е изд., испр. М: Высш. шк., 1986. – 359 с.
12. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1989. – 597 с.
13. Прокат стальной горячекатаный круглый: ГОСТ 2590-88. – Взамен ГОСТ 2590-71. Введён 01.01.90. Переиздание. – 4с.
14. Прокат из легированной конструкционной стали.технические условия: ГОСТ 4543-71. – Взамен ГОСТ 1050-60, ГОСТ 1051-59, ГОСТ 4543-61. Введён 01.01.73 – 41 с.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		139

15.Резцы токарные проходные упорные с пластинами из твёрдого сплава. Конструкция и размеры: ГОСТ 18879-73. Взамен ГОСТ 6743-61. Введён 01.07.74 – 6с.

16.Штангенциркули. Технические условия: ГОСТ 166-89. Взамен ГОСТ 166-80. Введён 30.10.89, изд. 2003г. – 11 с

17.Заслонов В.Г. Организационно-экономическая часть дипломного проекта: учебное пособие /В.Г. Заслонов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 97с.

18.Ипатов М.И. Техничко-экономический анализ проектируемых автомобилей. М.: Машиностроение, 1982. – 272 с.

19.Автомобили. Конструкции, конструирование и расчёт (под ред. Гришкевича А.И.) – Минск: Высшая школа, 1987. – 240 с

20.Безопасность жизнедеятельности: методические указания к дипломному проекту для студентов аэрокосмического факультета / сост. А.В. Хащковский, И.П.Палатинская. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – 50 с.

					23.05.02.2017.921.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		140