

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования

«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

Автотранспортный факультет

Кафедра «Колесные и гусеничные машины»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ В.Н. Бондарь

_____ 2020 г.

Разработка привода механизма блокировки межколесного дифференциала
легкового автомобиля повышенной проходимости

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ–23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы:

к.т.н., доцент

_____ С.С. Никифоров

« ____ » _____ 2020г.

Автор работы

студент группы П – 404

_____ Д.А. Мельников

« ____ » _____ 2020г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____ В.И. Дуюн

« ____ » _____ 2020г.

Челябинск 2020

АННОТАЦИЯ

Мельников Д.А. Разработка привода механизма блокировки межколесного дифференциала автомобиля повышенной проходимости – Челябинск: ЮУрГУ, П-404, 2020. 62 стр., 24 ил., 9 табл., библиогр. список - 7 наим.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрены: конструкции блокировок межколесного дифференциала, конструкции приводов блокировок межколесного дифференциала, выявлены их основные достоинства и недостатки. Приведен тяговый расчет, из которого вычислен момент на колесе при проскальзывании 3 других колес при блокировке межосевого и межколесного заднего дифференциала.

Разработана система управления блокировкой межколесного дифференциала, приведено обоснование принимаемого решения, произведены необходимые расчеты, выполнен графический материал.

					<i>23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР</i>					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>						
<i>Разраб.</i>		<i>Мельников Д.А.</i>			<i>Разработка привода механизма блокировки межколесного дифференциала автомобиля повышенной проходимости</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>		
<i>Пров.</i>		<i>Никифоров С.С.</i>					2	62		
<i>Н.контр.</i>		<i>Дзюн В.И</i>				<i>ЮУрГУ Кафедра КГМ</i>				
<i>Утв.</i>		<i>Бондарь В.Н</i>								

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ ТИПОВ БЛОКИРОВОК МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА.....	6
1.1 Дифференциалы с повышенным внутренним сопротивлением	6
1.1.1 Самоблокирующиеся многодисковые дифференциалы.....	6
1.1.2 Вискомуфта.....	7
1.1.3 Дифференциал «Торсен»	8
1.2 Механизмы принудительной блокировки межколесного дифференциала	10
1.2.1 Блокировка межколесного дифференциала кулачковой муфтой.....	10
1.2.2 Блокировка межколесного дифференциала блокировочными пальцами	11
1.2.3 Зубчатая блокировка межколесного дифференциала	12
1.2.4 Блокировка межколесного дифференциала Nissan Patrol Safari	13
1.2.5 Блокировка межколесного дифференциала автомобиля Mercedes Benz G-Class W 460	14
2 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2121	16
2.1 Исходные данные	16
2.2 Расчетные параметры	18
2.3 Выбор шин	19
2.4 Выбор двигателя и построение его внешней скоростной характеристики.	19
2.4.1 Расчет мощности двигателя, при выбранной максимальной скорости движения	19
2.4.2 Построение внешней скоростной характеристики	21
2.4.3 Определение рабочего объема ДВС	23
2.5 Определение передаточного числа главной передачи	23
2.6 Выбор числа передач и определение передаточных чисел КПП.....	23
2.7 Тяговая и динамическая характеристики автомобиля	25
2.7.1 Сила тяги на колесе.....	25
2.7.2 Скорость движения	26
2.7.3 Сила сопротивления дороги	26
2.7.4 Сила сопротивления воздуха	26
2.8 Ускорение автомобиля	31
2.9 Определение времени и пути разгона.....	34
2.10 Мощностной баланс.....	36
2.11 Топливная экономичность автомобиля	41
2.12 Расчёт крутящего момента на муфте блокировки дифференциала.....	44
3 КОНСТРУКЦИОННЫЙ РАЗДЕЛ.....	47
3.1 Описание схемы	47
3.2 Расчет пружины.....	49
3.3 Расчет винтовой пары.....	52

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

4	ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	54
4.1	Организационный раздел	54
4.2	Оценка себестоимости проекта	54
4.3	Расчет затрат на изготовление проектируемой детали	55
4.4	Расчет себестоимости изделия.....	56
4.5	Оценка коммерческой состоятельности проекта.....	56
4.6	Оценка эффективности инвестиций.....	57
5	БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	58
5.1	Область применения	58
5.2	Идентификация опасностей и оценка риска	58
5.3	Меры, направленные на снижение риска	58
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	60
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	61

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в мире наблюдается тенденция использования в автомобилях механизмов блокировки дифференциалов, разнообразие которых позволяет значительно улучшать эксплуатационные свойства транспортных средств.

Применение дифференциалов обусловлено необходимостью обеспечить вращение ведущих колес с разной частотой. Это повышает устойчивость, безопасность и управляемость автомобилей и уменьшает износ шин и ходовой части автомобиля.

Движение в условиях, в которых возможно появление большой разницы между сцеплением ведущих колес, ограничивает использование обычного дифференциала. Решить проблему позволяет отключение дифференциала – его блокировка, что повысит проходимость транспортного средства, управляемость и устойчивость.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ ТИПОВ БЛОКИРОВОК МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА

Блокировка межколесного дифференциала может быть полной или частичной. Полная блокировка дифференциала предполагает жесткое соединение частей дифференциала, при котором крутящий момент может полностью передаваться на колесо с лучшим сцеплением.

Частичная блокировка дифференциала характеризуется ограниченной величиной передаваемого усилия между частями дифференциала и соответствующего ей увеличения крутящего момента на колесе с лучшим сцеплением.

1.1 Дифференциалы с повышенным внутренним сопротивлением

1.1.1 Самоблокирующиеся многодисковые дифференциалы

Дифференциал с повышенным внутренним сопротивлением — это дифференциал, механика работы которого, за счёт конструктивно заложенного повышенного внутреннего сопротивления между некоторыми вращающимися деталями, позволяет такому дифференциалу без каких-либо управляющих воздействий извне выравнять самостоятельно угловые скорости ведущего и ведомых звеньев. При разных оборотах колес полуосевые шестерни дифференциала вращаются быстрее или медленнее корпуса. За счет этого между фрикционными дисками возникают силы трения, препятствующие свободному вращению шестерен, то есть осуществляющие частичную блокировку. Соответственно на отстающем колесе увеличивается крутящий момент и сила тяги.

Фрикционные диски в некоторых конструкциях не подпружинены, а сжимаются давлением жидкости, создаваемым насосом. Например, одна из таких конструкций носит название «героторный дифференциал» [1] (рисунок 1). Он имеет шестерёнчатый насос, создающий давление жидкости при разных скоростях вращения полуосевых шестерен корпуса.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

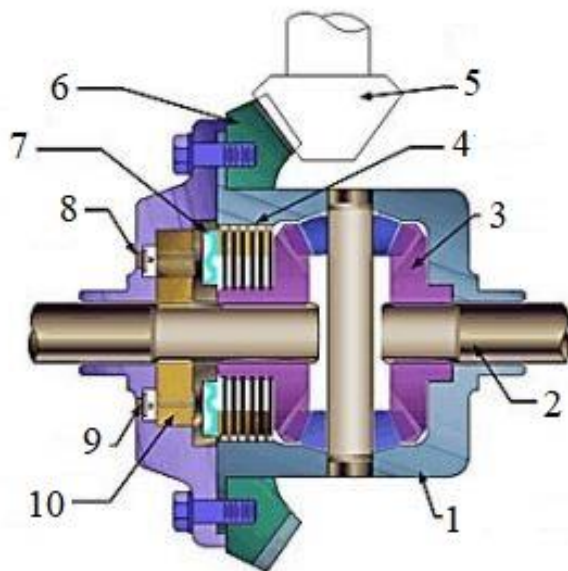


Рисунок 1.1 – Героторный дифференциал

1– корпус; 2– полуось; 3– сателлит; 4– пакет фрикционных дисков; 5– ведущая шестерня; 6– ведомая шестерня; 7– поршень; 8– перепускной клапан; 9– перепускной клапан; 10– геродиск

1.1.2 Вискомуфта

Внутри герметичного корпуса установлено несколько круглых плоских дисков или пластин в несколько рядов. Какое-то количество ведущих дисков соединено с ведущим валом, а какое-то количество ведомых дисков — с ведомым валом. Их поверхность имеет отверстия и выступы. Все диски смонтированы так, что вращаясь, они располагаются на очень маленьком расстоянии друг от друга. Внутри корпуса муфты находится дилатантная жидкость на основе силикона, которая при сильном перемешивании сгущается. Так же у неё при нагреве большой коэффициент расширения. При перемешивании появляется давление на диски, и они прижимаются друг к другу из-за расширения жидкости и образуют сцепление. Недостатком является то, что вискомуфта не пригодна к ремонту [2].

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

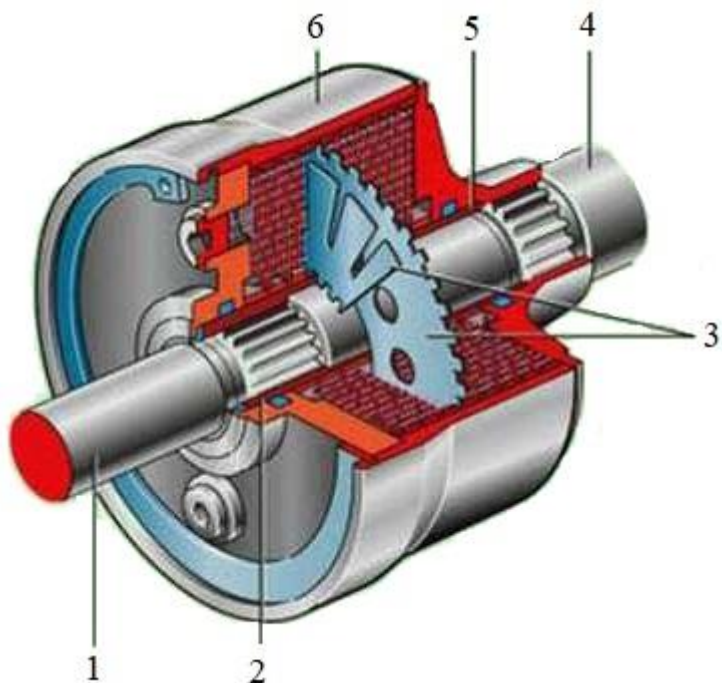


Рисунок 1.2 – Вискомуфта

1 – ведущий вал; 2 – уплотнения; 3 – диски; 4 – ведомый вал; 5 – уплотнения;
6 – корпус

1.1.3 Дифференциал «Торсен»

Еще одним видом дифференциалов является дифференциал «Торсен»[3]. Дифференциал «Торсен» состоит из множества запатентованных элементов и является самым уникальным и оригинальным методом решения проблемы регулирования тягового усилия передаваемого на колеса с отличающимся сцеплением с дорогой. Внутренние компоненты дифференциала сильно отличаются от обычных. В основе лежит система червячных пар шестерен. Пара червячных сателлитов установлена в корпусе дифференциала, таким образом мощность двигателя передается через корпус на червячные сателлиты. На концах червячных сателлитов закреплены прямозубые шестерни. При движении транспортного средства по прямой червячные сателлиты будут толкать и поворачивать червячные шестерни, так как ведущие колеса будут вращаться с одинаковой скоростью. При этом червячный сателлит не вращается вокруг своей оси. В этом состоянии весь механизм движется как 1 целое. При повороте червячная шестерня более быстрой оси заставит вращаться червячный сателлит медленной полуоси вокруг собственной оси. Более медленная ось поворачивается в противоположном направлении относительно корпуса. Зацепления прямозубых шестерен на концах червячных сателлитов обеспечит их одинаковую скорость вращения. Это гарантирует одинаковое распределение мощности на колесах. В момент появления избыточной скорости вращения буксующего колеса изменение скорости будет передано на червячный сателлит, второй червячный сателлит сообщает изменение скорости другому червячному сателлиту, так как они связаны через прямозубые шестерни. Первый червячный сателлит не сможет

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

8

вращать соответствующую червячную шестерню, в результате весь механизм блокируется.

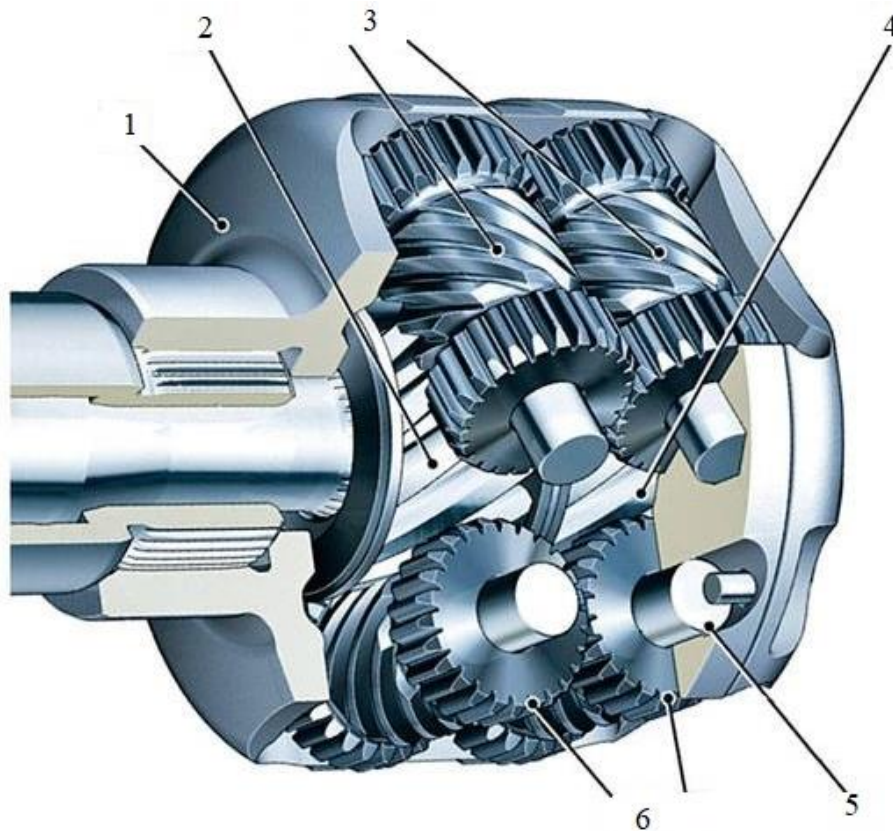


Рисунок 1.3 – Дифференциал «Торсен»

1 – корпус; 2 – левая полуосевая шестерня; 3 – пара червячных сателлитов; 4 – правая полуосевая шестерня; 5 – ось сателлита; 6 – прямозубые шестерни;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

9

1.2 Механизмы принудительной блокировки межколесного дифференциала

1.2.1 Блокировка межколесного дифференциала кулачковой муфтой

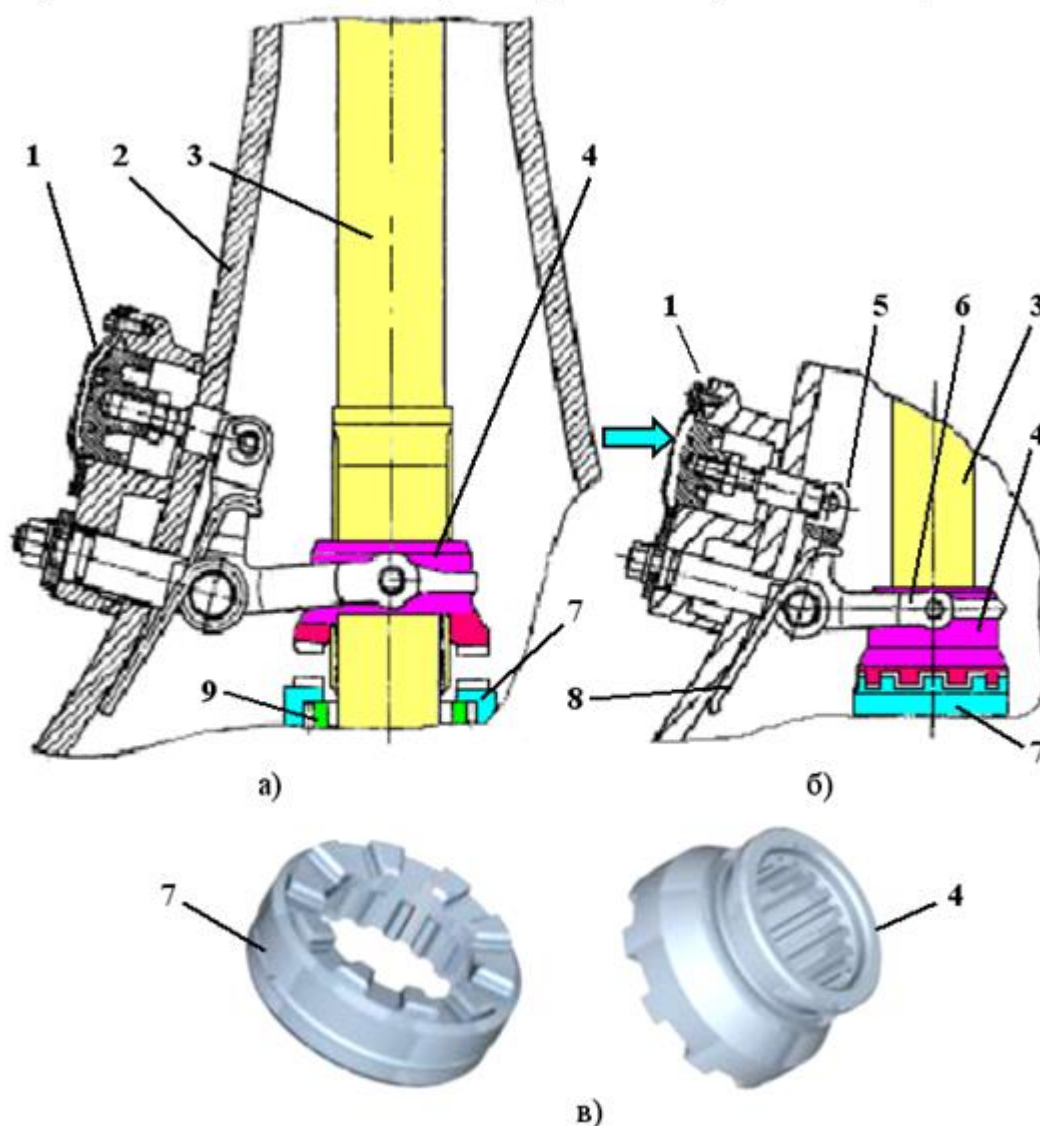


Рисунок 1.4 – Механизм блокировки межколесного дифференциала: а – дифференциал разблокирован, б – дифференциал заблокирован, в – кулачковые муфты блокировки дифференциала;
1 – пневмокамера привода блокировки; 2 – картер моста; 3 – полуось правая; 4 – подвижная блокирующая кулачковая муфта; 5 – двуплечий рычаг механизма блокировки дифференциала; 6 – вилка муфты; 7 – неподвижная кулачковая муфта водила дифференциала; 8 – пружина; 9 – водило межколесного дифференциала

Кулачковый тип блокировки межколесных дифференциалов представлен в мосту автомобиля КАМАЗ-65221. Блокирующая кулачковая муфта 4 сидит на шлицах правой полуоси 3. При подаче сжатого воздуха в пневмокамеру привода

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

блокировки 1 поршень перемещается со штоком, вилкой и муфтой 4, которая входит в зацепление с неподвижной кулачковой муфтой водила дифференциала 7. Таким образом водило дифференциала соединяется с полуосью 3. Дифференциал блокируется.

1.2.2 Блокировка межколесного дифференциала блокировочными пальцами

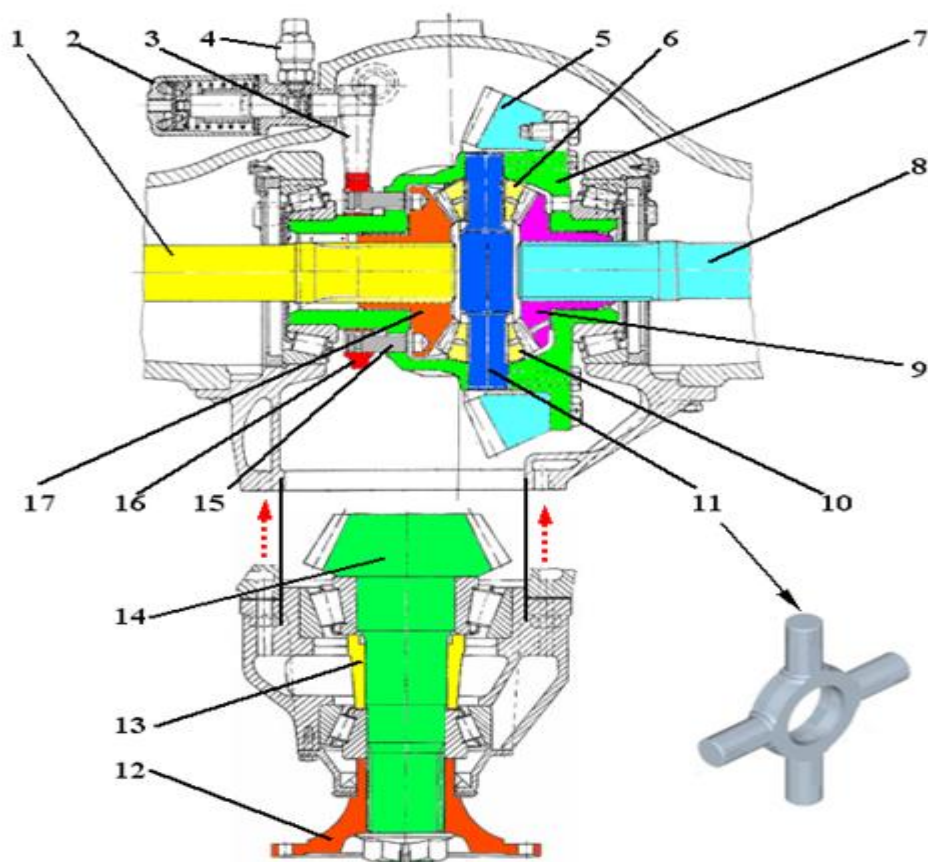


Рисунок 1.5 – Конструкция центрального редуктора переднего моста
 1 и 8 – полуоси; 2 – пневмоцилиндр; 3 – вилка; 4 – датчик; 5 – ведомая шестерня; 6 и 10 – сателлиты; 7 – водило дифференциала; 9 и 17 – полуосевые шестерни; 11 – блок осей сателлитов; 12 – фланец крепления карданной передачи; 13 – распорная втулка; 14 – ведущая шестерня; 15 – блокировочный палец; 16 – муфта блокировки дифференциала; 17 – полуосевая шестерня

Блокировка осуществляется муфтой 16 с блокировочными пальцами 15. Блокировка производится электропневмоприводом. При подаче сжатого воздуха в пневмоцилиндр 2, его поршень перемещается вправо по рисунку вместе со штоком и вилкой 3, которая связана с муфтой 16. Муфта 16 перемещается вправо по рисунку, блокировочные пальцы 15 входят в отверстия полуосевой шестерни 17, которая оказывается жестко связана с водилом 7, дифференциал блокируется.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

11

1.2.3 Зубчатая блокировка межколесного дифференциала

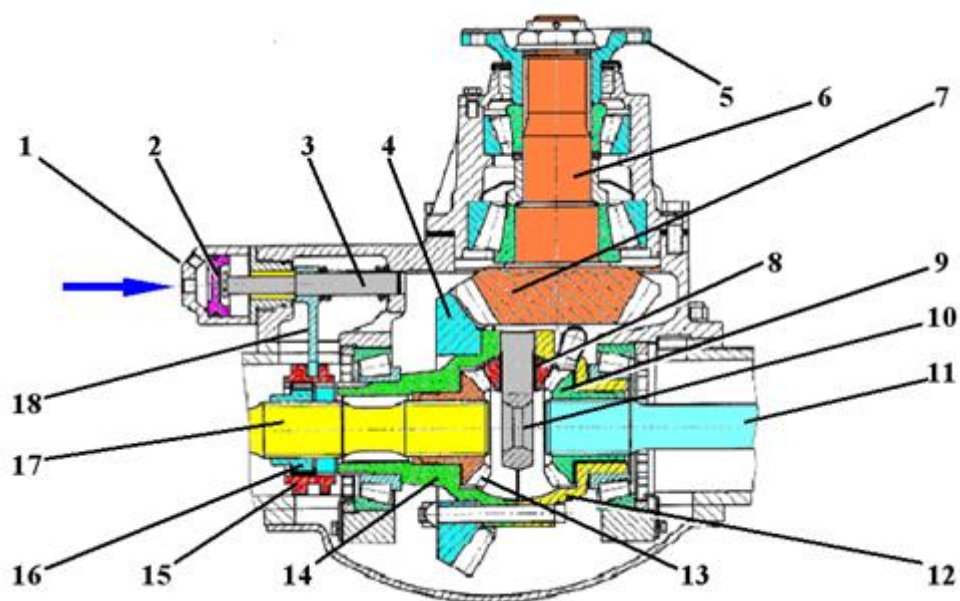


Рисунок 1.6 – Конструкция первой ступени главной передачи заднего моста грузового автомобиля МАЗ-6502Н9

1 – пневмоцилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – ведомая шестерня; 5 – фланец крепления карданной передачи от среднего моста; 6 – ведущий вал; 7 – ведущая шестерня 1-й ступени главной передачи; 8 – сателлит; 9 и 13 – полуосевые шестерни; 10 – крестовина осей сателлитов; 11 и 17 – полуоси; 12 и 14 – чашки водила дифференциала; 15 – муфта; 16 – ступица; 18 – вилка

При подаче сжатого воздуха в цилиндр 1 исполнительного механизма (по стрелке на рисунке 1.6) поршень 2 перемещается со штоком 3, вилкой 18 и муфтой 15, которая входит в зацепление с зубьями чашки 14. Таким образом, водило дифференциала соединяется со ступицей 16 левой полуоси 17. Дифференциал блокируется. [4]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

12

1.2.4 Блокировка межколесного дифференциала Nissan Patrol Safari

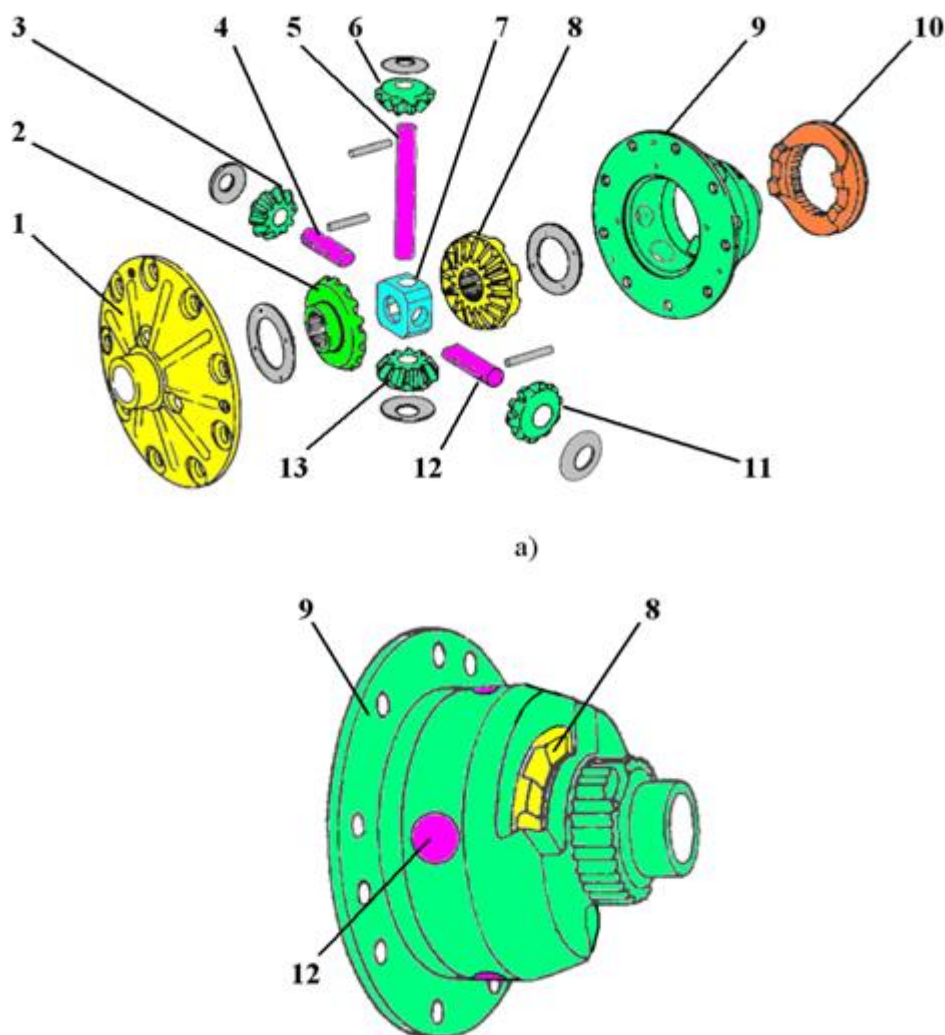


Рисунок 1.7 – Основные детали блокируемого дифференциала автомобилей Nissan Patrol Safari

1 – крышка водила дифференциала; 2 – левая полуосевая шестерня; 3, 6, 11 и 12 – сателлиты; 4, 5 и 12 – оси сателлитов; 7 – корпус осей сателлитов; 8 – правая полуосевая шестерня; 9 – водило дифференциала; 10 – блокирующая муфта

Блокировка дифференциала производится жесткого путем соединения полуосевой шестерни 8 с водилом 9. При этом наиболее распространенное решение – посадка блокирующей муфты на шлицы полуоси. В данной конструкции блокирующая муфта 10 садится на шлицы водила 9 (рисунок 1.7) а при перемещении муфты по шлицам влево по рисунку, ее торцевые выступы входят в торцевые впадины правой полуосевой шестерни 8. Для доступа к шестерне 8 в корпусе водила 9 прорезаны два окна.

Привод управления блокировкой дифференциала пневматический, компоновка привода показана на рисунке 1.8.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

13

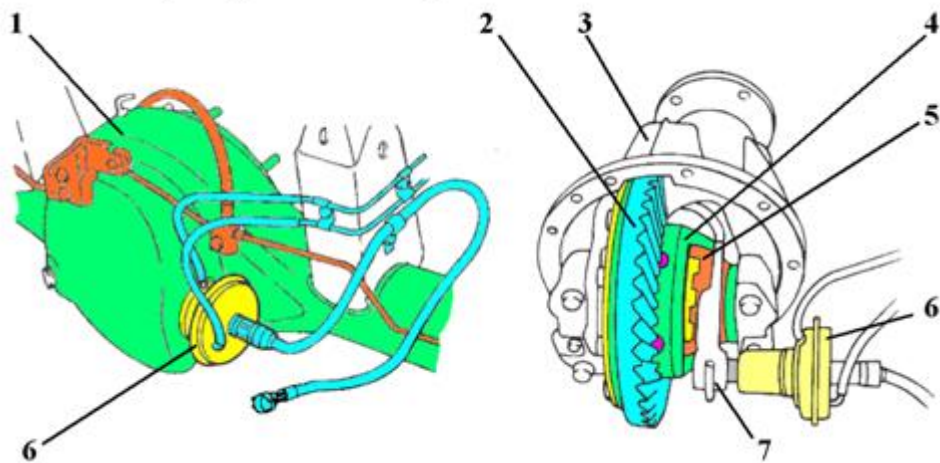


Рисунок 1.8 – Привод управления блокировкой дифференциала автомобилей Nissan Patrol Safari

1 – задний мост; 2 – ведомая шестерня главной передачи; 3 – редуктор заднего моста; 4 – водило дифференциала; 5 – блокирующая муфта; 6 – пневмокамера; 7 – вилка

1.2.5 Блокировка межколесного дифференциала автомобиля Mercedes Benz G-Class W 460

Конструкция редуктора заднего моста автомобиля Mercedes Benz G-Class W 460 моста представлена на рисунке 1.9.

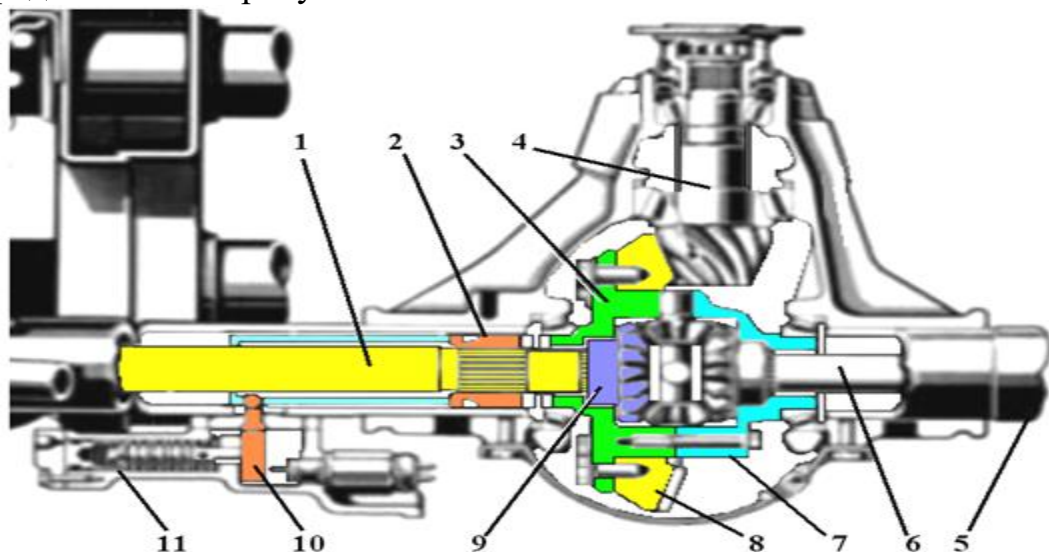


Рисунок 1.9 – Конструкция редуктора заднего моста автомобиля Mercedes Benz G-Class W 460

1 – полуось левая; 2 – кулачковая муфта блокировки межколесного дифференциала; 3 – левая чашка водила дифференциала; 4 – входной вал с ведущей шестерней главной передачи; 5 – картер правой полуоси; 6 – правая полуось; 7 – правая чашка водила дифференциала; 8 – ведомая шестерня главной передачи; 9 – левая полуосевая шестерня дифференциала; 10 – палец привода муфты блокировки межколесного дифференциала; 11 – рабочий цилиндр привода муфты блокировки межколесного дифференциала

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

14

Дифференциал 4-х сателлитный, поэтому водило дифференциала собирается из двух чашек 3 и 7. На торце левой чашки 3 нарезаны торцевые зубья (кулачки). С этими зубьями входят в зацепление торцевые зубья муфты 2, если ее переместить в крайнее правое по рисунку положение по шлицам полуоси 1. В этом случае водило дифференциала соединяется с полуосевой шестерней 9, и дифференциал блокируется. Перемещение муфты 3 производится гидравлическим цилиндром 11, привод главного поршня гидросистемы осуществляется вакуумной мембранной пневмокамерой.

Вывод по разделу один

В первом разделе ВКР работе был проведен анализ дифференциалов, блокировок и приводов блокировок межколесных дифференциалов автомобилей. Наиболее современными и часто используемыми приводами блокировок дифференциала для легкового автомобиля являются: воздушный, гидравлический, электромеханический.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

2 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2121

2.1 Исходные данные

Прототип: легковой автомобиль с полноприводной трансмиссией ВАЗ-2121 (рисунок 2.1), технические характеристики и особенности конструкции:

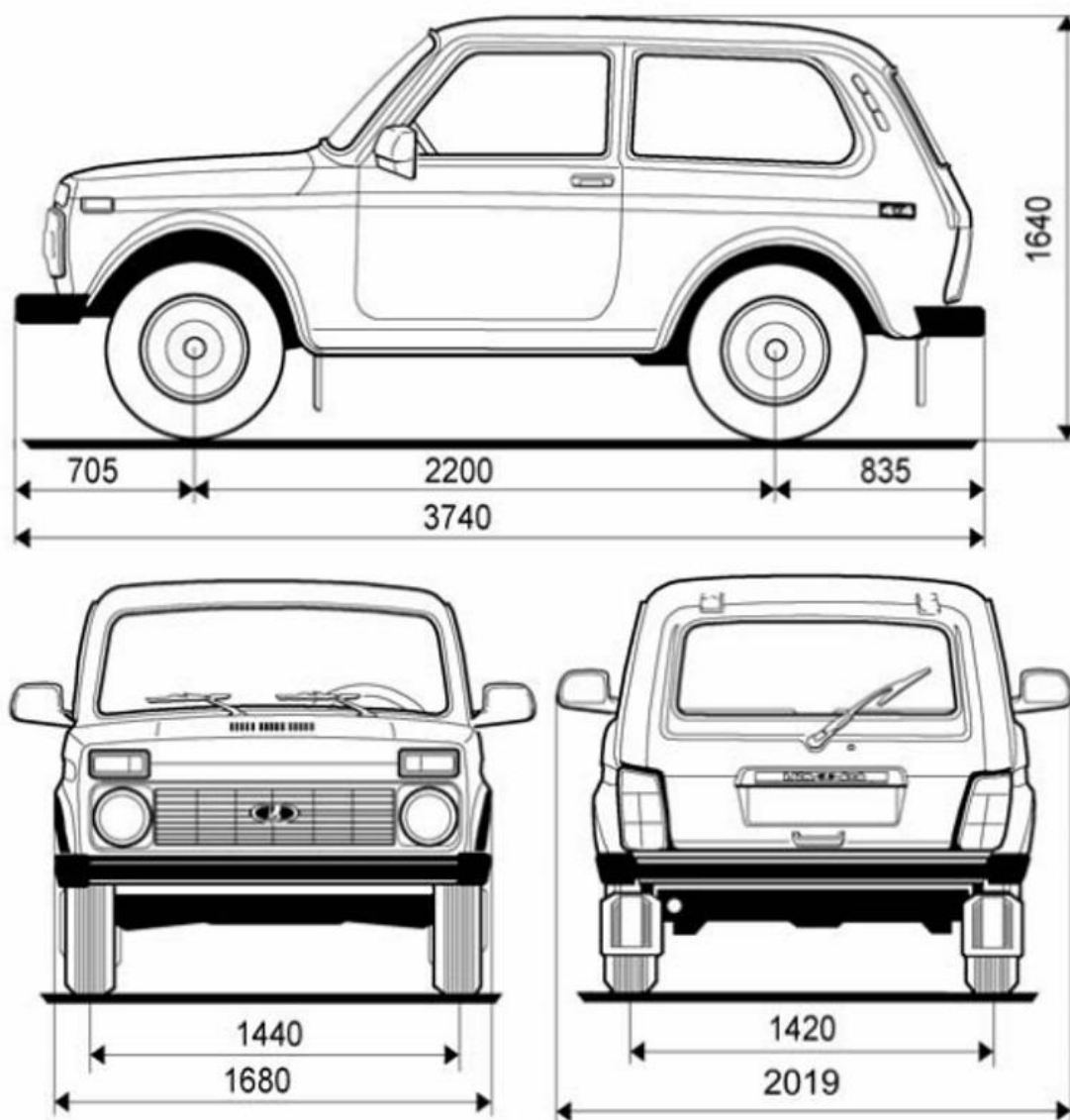


Рисунок 2.1 – Автомобиль ВАЗ-2121 с указанными внешними габаритными размерами кузова, параметрами колеи и колесной базы

– двигатель внутреннего сгорания (далее по тексту ДВС), 4-х цилиндровый, рядный модель ВАЗ-2121 (Евро 0). Технические характеристики ДВС: рабочий объем – 1,690 л; число клапанов на цилиндр – 2; максимальная мощность – 58 кВт; частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, 5200 мин⁻¹; минимальная частота вращения на холостом ходу, 800 мин⁻¹; максимальный крутящий момент равен 127 Нм;

– масса снаряженного автомобиля (с водителем, весом) = 1210 кг;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

16

- максимальная скорость автомобиля 137 км/ч;
- трансмиссия механическая, пятиступенчатая, с приводом на переднюю ось. Передаточные числа каждой передачи: I – 3,67; II – 1,95; III – 1,36; IV – 1; V – 0,82; задний ход – 3,34; передаточные числа раздаточной коробки: высшая – 1,2, низшая – 2,135; главная передача – 4,1 [5].



Рисунок 2.2 – Силовая установка автомобиля ВАЗ-2121

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

2.2 Расчетные параметры

Определение полной массы автомобиля. Отняв от полной массы снаряженную можно получить грузоподъемность исследуемого автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_r + (m_{\text{ч}} + m_6)n,$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг;

m_0 – масса снаряженного автомобиля, $m_0 = 1210$ кг;

$m_{\text{ч}}$ – масса водителя или пассажира, $m_{\text{ч}} = 75$ кг;

n – число мест для сиденья, $n = 5$;

m_6 – масса багажа на одного человека ($m_6 = 7$ кг);

$$m_a = 1210 + (75 + 7) \cdot 5 = 1620 \text{ кг.} \quad (2.1)$$

Развесовка транспортного средства:

$$m_{\text{п}} = 0,6m_a,$$

где $m_{\text{п}}$ – масса приходящаяся на переднюю ось автомобиля, кг; (2.2)

m_a – полная масса автомобиля, кг;

$$m_{\text{п}} = 0,6 \cdot 1620 = 972 \text{ кг,}$$

Соответственно на заднюю ось приходится остальная часть нагрузки, численно равная:

$$m_3 = m_a - m_{\text{п}}, \quad (2.3)$$

где m_3 – масса, приходящаяся на заднюю ось автомобиля, кг;

$m_{\text{п}}$ – масса приходящаяся на переднюю ось автомобиля, кг;

m_a – полная масса автомобиля, кг;

$$m_3 = 1620 - 972 = 648 \text{ кг.}$$

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

2.3 Выбор шин

Выбираем следующий размер шин: 175/80 R16,

где 175 – ширина профиля шины, мм;

80 – отношение высоты профиля к ширине (в процентах);

R – радиальная шина;

16 – посадочный диаметр, соответствующий диаметру обода колеса d , дюйм (406 мм).

Рассчитываем радиус качения колеса с выбранной шиной:

$$r_k = (0,9 \dots 0,95)r_c, \quad (2.4)$$

где r_k – радиус качения колеса с выбранной шиной, м;

r_c – статический радиус колеса, м, определяемый по формуле:

$$r_c = 0,5d + \lambda_{ш}H = 0,5 \cdot 0,406 + 0,9 \cdot 0,175 \cdot 0,8 = 0,329 \text{ м}, \quad (2.5)$$

где d – диаметр обода колеса, м;

$\lambda_{ш}$ – коэффициент, учитывающий вертикальную деформацию шин:

$$\lambda_{ш} = 0,88 \dots 0,9,$$

H – высота профиля шины, м;

$$r_k = 0,95 \cdot 0,329 = 0,312 \text{ м}.$$

2.4 Выбор двигателя и построение его внешней скоростной характеристики

2.4.1 Расчет мощности двигателя, при выбранной максимальной скорости движения

Произведем проверочный расчет бензинового двигателя внутреннего сгорания.

Мощность двигателя, при выбранной максимальной скорости движения, рассчитаем по формуле:

$$N_{V_{\max}} = \frac{\psi_{V_{\max}} G_a \frac{V_{\max}}{3,6} + kF \left(\frac{V_{\max}}{3,6} \right)^3}{1000 \eta_{\text{тр} V_{\max}}}, \quad (2.6)$$

где $N_{V_{\max}}$ – мощность двигателя при максимальной скорости, кВт;

G_a – полный вес автомобиля, Н;

V_{\max} – выбранная максимальная скорость движения, км/ч;

kF – фактор обтекаемости, $\text{Нс}^2/\text{м}^2$;

$$kF = 0,6 \dots 0,7;$$

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$\Psi_{V_{\max}}$ – коэффициенты сопротивлению качению дороги при максимальной скорости;

$\eta_{\text{тр}V_{\max}}$ – КПД трансмиссии.

КПД трансмиссии для механической трансмиссии принимаем равным $\eta_{\text{тр}}=0,92$.

$$\eta_{\text{тр}V_{\max}}=0,88\dots 0,92.$$

$$\Psi_{V_{\max}}=f=f_0(1+k_1V_{\max}^2), \quad (2.7)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качения для асфальтобетона, относящийся к малым скоростям, $f_0 = 0,012\dots 0,015$;

$$k_1=(4\dots 5)10^{-5}.$$

$$\Psi_{V_{\max}}=f=0,015(1+5\cdot 10^{-5}\cdot 137^2)=0,029.$$

$$G_a=m_a g=1620\cdot 9,81=15892 \text{ Н}. \quad (2.8)$$

Мощность двигателя при максимальной скорости:

$$N_{V_{\max}} = \frac{0,029 \cdot 15892 \cdot (137 / 3,6) + 0,7 \cdot (137 / 3,6)^3}{1000 \cdot 0,88} = 63,8, \quad (2.9)$$

Для бензиновых двигателей без ограничителя числа оборотов степень использования равна:

$$\lambda = \frac{n_v}{n_N} = 1,1\dots 1,2, \quad (2.10)$$

Максимальная мощность двигателя определим по формуле:

$$N_{\max} = \frac{N_{V_{\max}}}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (2.11)$$

где N_{\max} – максимальная мощность двигателя, кВт;

$N_{V_{\max}}$ – мощность двигателя при максимальной скорости, кВт;

a , b и c – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания (для бензинового ДВС $a = b = c = 1$),

$$N_{\max} = \frac{63,8}{1\cdot 1,1 + 1\cdot 1,1^2 - 1\cdot 1,1^3} = 65,2,$$

Определим стендовую мощность:

$$N_{\text{ст.макс}}=k_2N_{\max}, \quad (2.12)$$

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

где $k_2=1,1\dots1,2$.

$$N_{ст.маx}=1,1\cdot65,2=71,2 \text{ кВт.}$$

Величину $N_{ст.маx}$ двигателя проектируемого автомобиля используют лишь для сравнения ее с данными существующих двигателей и установления возможности применения выпускаемых промышленностью двигателей.

2.4.2 Построение внешней скоростной характеристики

Внешней скоростной характеристикой двигателя называется зависимость эффективной мощности N_e и крутящего момента M_e от частоты вращения коленчатого вала при полной подаче топлива. Эффективной называется мощность, развиваемая на коленчатом валу двигателя. Внешняя скоростная характеристика определяет возможности двигателя и характеризует его работу. По внешней скоростной характеристике определяют техническое состояние двигателя. Она позволяет сравнивать различные типы двигателей и судить о совершенстве новых двигателей. Внешняя скоростная характеристика может быть получена из решения следующей эмпирической формулы:

$$N_m = N_{маx} \left[a \frac{n_m}{n_N} + b \left(\frac{n_m}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_m}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.13)$$

где N_m – текущее значение мощности, кВт;

$N_{маx}$ – максимальная мощность двигателя, кВт;

n_m – текущее значение числа оборотов вала двигателя, мин^{-1} ;

n_N – обороты двигателя, соответствующие максимальной мощности, мин^{-1} ;

a , b и c – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания (для бензинового ДВС $a = b = c = 1$),

$$n_m=800 \text{ мин}^{-1}; \quad n_N=5200 \text{ мин}^{-1}.$$

Зададим в интервале от n_{min} до n_{max} ряд значений n_m , находим соответствующие значения N_m и строим кривую зависимости $N_m = f(n_m)$, а затем $M_m = f(n_m)$, имея в виду, что:

$$M_m = \frac{1000N_m}{\omega_m} = 1000N_m \left(\frac{30}{\pi n_m} \right), \quad (2.14)$$

$$M_m = \frac{30000N_m}{\pi n_m} = 9550 \left(\frac{N_m}{n_m} \right), \quad (2.15)$$

где ω_m – угловая частота вращения коленчатого вала, $1/\text{с}$;

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

M_m – текущее значение крутящего момента, Нм.

Результаты расчета занесем в таблицу 1.

Таблица 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

Частота вращения коленчатого вала n_m , мин ⁻¹	Мощность N_m , кВт	Крутящий момент M_m , Нм
800	11,3	135,3
1200	17,7	141,0
1600	24,3	145,2
2000	31,0	148,1
2400	37,6	149,5
2800	43,8	149,5
3200	49,6	148,1
3600	54,8	145,2
4000	59,1	141,0
4400	62,4	135,3
4800	64,5	128,2
5200	65,2	119,7
5600	64,4	109,8
6000	61,9	98,5

График зависимости $N_m = f(n_m)$ и $M_m = f(n_m)$ представлен на рисунке 2.3.

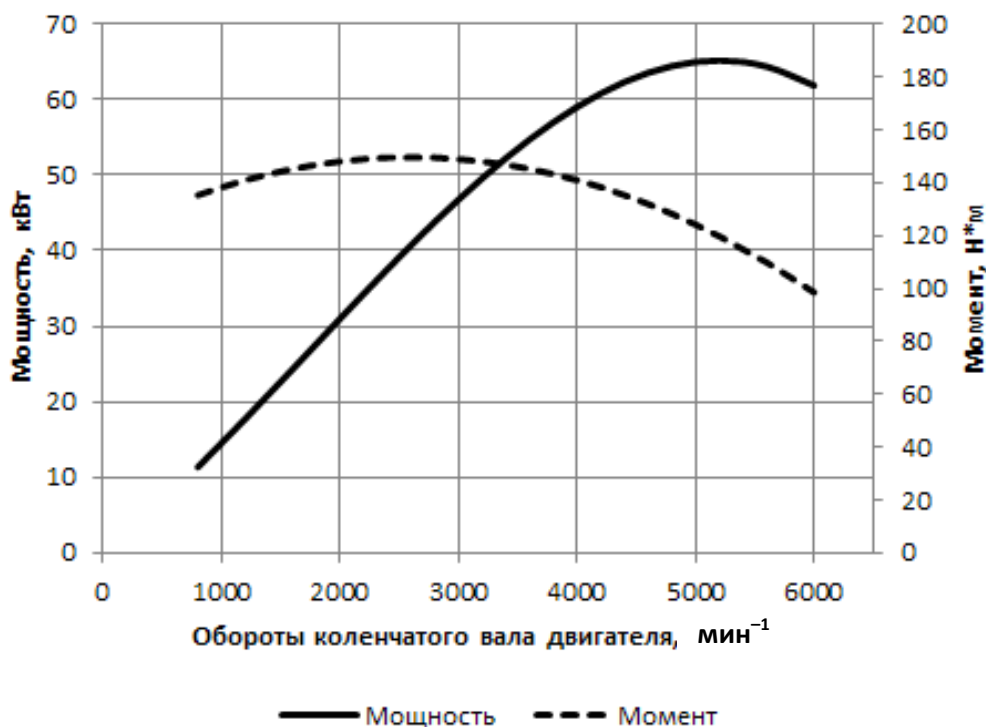


Рисунок 2.3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

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

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

22

2.4.3 Определение рабочего объема ДВС

Определим рабочий объем (литраж) двигателя по формуле:

$$V_h = \frac{30\tau N_{\max}}{P_{eN} n_N}, \quad (2.16)$$

где V_h – рабочий объем (литраж) двигателя, л;

τ – тактность двигателя (для четырехтактного двигателя $\tau = 4$);

N_{\max} – максимальное значение мощности, кВт;

P_{eN} – среднее эффективное давление при максимальной мощности, МПа;

n_N – максимальное значение числа оборотов вала двигателя, мин⁻¹;

Для современных автомобильных двигателей $P_{eN} = 0,6 \dots 1,6$ МПа.

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 65,2}{0,89 \cdot 5200} = 1,7 \text{ л},$$

2.5 Определение передаточного числа главной передачи

Из условия движения автомобиля с максимальной скоростью передаточное число главной передачи определяется, исходя из соотношения:

$$i_0 = 0,376 \frac{r_k n_V}{i_{кв} i_{дв} V_{\max}}, \quad (2.17)$$

где i_0 – передаточное число главной передачи;

n_V – обороты коленчатого вала, соответствующие максимальной скорости автомобиля, мин⁻¹;

$i_{кв}$ – передаточное число коробки передач на высшей передаче, $i_{кв} = 0,82$

$i_{дв}$ – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;

V_{\max} – максимальная скорость движения, км/ч.

$$i_0 = 0,376 \frac{0,312 \cdot 3400}{0,82 \cdot 1,2 \cdot 137} = 4,09$$

2.6 Выбор числа передач и определение передаточных чисел КПП

При выборе числа передач в коробке передач обычно учитывают два фактора:

– чем выше число передач, тем выше динамические качества автомобиля и меньше расход топлива;

– с увеличением числа передач растут габариты, металлоемкость и стоимость коробки передач.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Исходя из этого, обычно выбирают для легковых автомобилей при механической трансмиссии 5 или 6 передач.

Передаточное число первой передачи выбирают из условия преодоления максимального сопротивления дороги Ψ_{\max} и отсутствия буксования ведущих колес при заданном значении коэффициента сцепления φ :

$$\frac{\Psi_{\max} G_a r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} i_0 i_{\text{дв}}} \leq i_{k1} \leq \frac{\varphi G_{\text{сц}} r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} i_0 i_{\text{дв}}}, \quad (2.18)$$

где G_a – полный вес автомобиля, Н;

$G_{\text{сц}}$ – вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, Н;

r_k – радиус качения колеса с выбранной шиной, м;

M_{\max} – максимальный крутящий момент, Нм;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$i_{\text{дв}}$ – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;

i_0 – передаточное число главной передачи;

$\Psi_{\max} = F \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}$ ($\Psi_{\max} = 0,32 \dots 0,5$ – для легковых автомобилей);

$$\varphi = 0,7 \dots 0,8.$$

Так как у выбранного прототипа полноприводная компоновка, то согласно выполненному ранее расчету, вес автомобиля приходящемуся на переднюю ось и заднюю оси, равен весу автомобиля, приходящемуся на ведущие колеса

$$G_a = G_{\text{сц}} = 15892 \text{ Н.}$$

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения V_{\min} :

$$i_{k1} = \frac{0,376 n_{\min} r_k}{i_0 i_{\text{дв}} V_{\min}}, \quad (2.19)$$

где n_{\min} – минимальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

$$i_{k1} = \frac{\Psi_{\max} G_a r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} i_0 i_{\text{дв}}} = \frac{0,32 \cdot 15892 \cdot 0,312}{119,74 \cdot 0,92 \cdot 4,09 \cdot 1,2} = 2,93,$$

$$i_{k1} = \frac{\varphi G_{\text{сц}} r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} i_0 i_{\text{дв}}} = \frac{0,7 \cdot 15892 \cdot 0,312}{119,74 \cdot 0,92 \cdot 4,09 \cdot 1,2} = 6,42,$$

$$i_{k1} = \frac{0,376 n_{\min} r_k}{i_0 i_{\text{дв}} V_{\min}} = \frac{0,376 \cdot 800 \cdot 0,312}{4,09 \cdot 1,2 \cdot 5} = 3,82,$$

При трехвальной коробке передач высшую передачу или предшествующую ей обычно выбирают прямой, промежуточные по геометрической прогрессии по формуле:

$$i_{km} = \sqrt[n-1]{i_{k1}^{n-m}}, \quad (2.20)$$

где n – номер прямой передачи.

Для улучшения разгона автомобиля учитывают возрастающее сопротивление воздуха при движении на более высоких скоростях. Практически это осуществляют, уменьшая на 5...15% передаточные числа промежуточных передач, вычисленных по формулам геометрической прогрессии, до получения соотношения:

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} > \frac{i_{k2}}{i_{k3}} > \dots > \frac{i_{kn-1}}{i_{kn}}, \quad (2.21)$$

$$\frac{3,82}{2,44} > \frac{2,44}{1,56} > \frac{1,56}{1} > \frac{1}{0,65}.$$

Принимаем: $i_1=3,82$; $i_2=2,44$; $i_3=1,56$; $i_4=1$; $i_5=0,65$.

Передаточное число, низшей передачи дополнительной коробки рассчитывают, исходя из следующих факторов:

1) из условия получения минимальной скорости:

$$i_{дн} = \frac{0,376n_{\min}r_k}{i_{k1}i_0V_{\min}} = \frac{0,376 \cdot 800 \cdot 0,312}{3,82 \cdot 4,09 \cdot 3} = 2, \quad (2.22)$$

где n_{\min} – минимальное число оборотов коленчатого вала в минуту,
 $V_{\min}=2...3$ км/ч;

2.7 Тяговая и динамическая характеристики автомобиля

Тяговая и динамическая характеристика представляют собой графики зависимостей $P_k=f(V)$ и $D=f(V)$ на всех передачах, а также $P_{\omega}=f(V)$ $P_{\psi}=f(V)$ $\psi=f(V)$ на горизонтальной дороге, которые рассчитываются:

2.7.1 Сила тяги на колесе

$$P_k = \frac{M_m i_{тр} \eta_{тр}}{r_d}, \quad (2.23)$$

где P_k – сила тяги на колесе, Н;

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии при наличии коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи, $i_{тр} = i_k i_d i_0$;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

M_m – текущее значение крутящего момента, Нм;

r_d – радиус качения колеса ($r_d \approx r_k$ при движении без пробуксовывания), м.

2.7.2 Скорость движения

$$V=0,376 \frac{r_k n_m}{i_{тр}}, \quad (2.24)$$

где V – скорость движения, км/ч;

n_m – текущее значение числа оборотов вала двигателя, мин⁻¹.

2.7.3 Сила сопротивления дороги

$$P_{\psi} = \psi G_a, \quad (2.25)$$

где P_{ψ} – сила сопротивления дороги, Н;

G_a – полный вес автомобиля, Н;

ψ – коэффициент сопротивления дороги.

$$\psi = f = f_0(1 + k_1 V^2) \text{ при } \alpha = 0, \quad (2.26)$$

где f_0 – табличное значение коэффициента сопротивления дороги;

V – текущая скорость движения, км/ч;

$$f_0 = (0,007 \dots 0,015),$$

$$k_1 = (4 \dots 5) 10^{-5}.$$

2.7.4 Сила сопротивления воздуха

$$P_{\omega} = \frac{kFV^2}{13} (1 + k_3 \Pi), \quad (2.27)$$

где P_{ω} – сила сопротивления воздуха, Н;

V – текущая скорость движения, км/ч;

Π – количество прицепов или полуприцепов, $\Pi = 0$;

k_3 – коэффициент, учитывающий влияние прицепа или полуприцепа на сопротивление воздуха;

$$k_3 = (0,4 \dots 0,5).$$

kF – фактор обтекаемости, Нс²/м²;

$$kF = (0,6 \dots 0,7).$$

Полученные значения внесем в таблицу 2.

Таблица 2 – Тяговая и динамическая характеристики автомобиля

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_m, \text{Нм}$	$J, \text{м/с}^2$	$1/J, \text{с}^2/\text{м}$	$V, \text{км/ч}$	$R_k, \text{Н}$	$R_\omega, \text{Н}$	D	Ψ	$\alpha, ^\circ$	$R\Psi, \text{Н}$
Движение на первой передаче										
800	135,3	2,87	0,35	5,2	7205,41	1,25	0,45	0,015	26,18	238,70
1200	141,0	2,99	0,33	7,8	7507,21	2,81	0,47	0,015	27,41	239,10
1600	145,2	3,09	0,32	10,4	7733,56	4,99	0,49	0,015	28,34	239,67
2000	148,1	3,15	0,32	13,0	7884,45	7,79	0,50	0,015	28,95	240,39
2400	149,5	3,18	0,31	15,6	7959,90	11,22	0,50	0,015	29,25	241,28
2800	149,5	3,17	0,32	18,2	7959,90	15,27	0,50	0,015	29,23	242,32
3200	148,1	3,14	0,32	20,8	7884,45	19,95	0,49	0,015	28,89	243,53
3600	145,2	3,08	0,33	23,4	7733,56	25,25	0,49	0,015	28,24	244,90
4000	141,0	2,98	0,34	26,0	7507,21	31,17	0,47	0,016	27,27	246,43
4400	135,3	2,85	0,35	28,6	7205,41	37,72	0,45	0,016	26,00	248,12
4800	128,2	2,69	0,37	31,2	6828,16	44,89	0,43	0,016	24,44	249,97
5200	119,7	2,50	0,40	33,8	6375,47	52,68	0,40	0,016	22,60	251,98
5600	109,8	2,28	0,44	36,4	5847,32	61,10	0,36	0,016	20,49	254,16
6000	98,5	2,03	0,49	39,0	5243,73	70,13	0,33	0,016	18,12	256,49
Движение на второй передаче										
800	135,3	1,91	0,52	9,8	3828,49	4,42	0,24	0,015	13,08	239,52
1200	141,0	2,00	0,50	14,7	3988,84	9,94	0,25	0,015	13,65	240,95
1600	145,2	2,05	0,49	19,6	4109,11	17,67	0,26	0,015	14,06	242,94
2000	148,1	2,09	0,48	24,5	4189,29	27,60	0,26	0,015	14,32	245,51
2400	149,5	2,10	0,48	29,3	4229,38	39,75	0,26	0,016	14,41	248,64
2800	149,5	2,09	0,48	34,2	4229,38	54,10	0,26	0,016	14,34	252,35
3200	148,1	2,06	0,49	39,1	4189,29	70,66	0,26	0,016	14,12	256,63
3600	145,2	2,01	0,50	44,0	4109,11	89,43	0,25	0,016	13,73	261,48
4000	141,0	1,93	0,52	48,9	3988,84	110,41	0,24	0,017	13,18	266,89
4400	135,3	1,83	0,55	53,8	3828,49	133,60	0,23	0,017	12,47	272,88
4800	128,2	1,70	0,59	58,7	3628,04	158,99	0,22	0,018	11,61	279,44
5200	119,7	1,56	0,64	63,6	3387,51	186,60	0,20	0,018	10,59	286,57
5600	109,8	1,39	0,72	68,5	3106,89	216,41	0,18	0,019	9,42	294,27
6000	98,5	1,19	0,84	73,4	2786,18	248,43	0,16	0,019	8,09	302,53

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

28

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Продолжение таблицы 2

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_m, \text{Нм}$	$J, \text{м/с}^2$	$1/J, \text{с}^2/\text{м}$	$V, \text{км/ч}$	$P_k, \text{Н}$	$P_w, \text{Н}$	D	Ψ	$\alpha, ^\circ$	$P\Psi, \text{Н}$
Движение на третьей передаче										
800	135,3	1,37	0,73	14,0	2670,12	9,08	0,17	0,015	8,77	240,72
1200	141,0	1,43	0,70	21,0	2781,96	20,43	0,17	0,015	9,13	243,66
1600	145,2	1,47	0,68	28,1	2865,84	36,32	0,18	0,016	9,37	247,76
2000	148,1	1,48	0,67	35,1	2921,76	56,75	0,18	0,016	9,48	253,03
2400	149,5	1,48	0,68	42,1	2949,72	81,72	0,18	0,016	9,46	259,48
2800	149,5	1,46	0,69	49,1	2949,72	111,22	0,18	0,017	9,33	267,10
3200	148,1	1,42	0,70	56,1	2921,76	145,27	0,17	0,017	9,07	275,90
3600	145,2	1,36	0,74	63,1	2865,84	183,86	0,17	0,018	8,68	285,86
4000	141,0	1,28	0,78	70,1	2781,96	226,99	0,16	0,019	8,18	297,00
4400	135,3	1,18	0,84	77,1	2670,12	274,66	0,15	0,019	7,55	309,31
4800	128,2	1,07	0,94	84,2	2530,33	326,86	0,14	0,020	6,80	322,79
5200	119,7	0,93	1,07	91,2	2362,57	383,61	0,12	0,021	5,92	337,45
5600	109,8	0,78	1,29	98,2	2166,86	444,90	0,11	0,022	4,93	353,27
6000	98,5	0,60	1,66	105,2	1943,18	510,73	0,09	0,023	3,81	370,27
Движение на четвертой передаче										
800	135,3	0,99	1,01	19,1	1963,33	16,79	0,12	0,015	6,16	242,72
1200	141,0	1,03	0,97	28,6	2045,56	37,79	0,13	0,016	6,36	248,14
1600	145,2	1,04	0,96	38,2	2107,24	67,17	0,13	0,016	6,45	255,73
2000	148,1	1,04	0,96	47,7	2148,35	104,96	0,13	0,017	6,42	265,49
2400	149,5	1,02	0,98	57,2	2168,91	151,14	0,13	0,017	6,29	277,41
2800	149,5	0,98	1,02	66,8	2168,91	205,72	0,12	0,018	6,04	291,51
3200	148,1	0,92	1,09	76,3	2148,35	268,70	0,12	0,019	5,67	307,77
3600	145,2	0,84	1,19	85,8	2107,24	340,07	0,11	0,021	5,19	326,20
4000	141,0	0,75	1,34	95,4	2045,56	419,84	0,10	0,022	4,60	346,80
4400	135,3	0,63	1,58	104,9	1963,33	508,00	0,09	0,023	3,90	369,57
4800	128,2	0,50	1,99	114,5	1860,53	604,57	0,08	0,025	3,08	394,51
5200	119,7	0,35	2,83	124,0	1737,18	709,53	0,06	0,027	2,15	421,61
5600	109,8	0,19	5,36	133,5	1593,28	822,88	0,05	0,028	1,11	450,89

Окончание таблицы 2

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_m, \text{Нм}$	$J, \text{м/с}^2$	$1/J, \text{с}^2/\text{м}$	$V, \text{км/ч}$	$P_k, \text{Н}$	$P_w, \text{Н}$	D	Ψ	$\alpha, ^\circ$	$P_{\Psi}, \text{Н}$
Движение на пятой передаче										
800	135,3	0,79	1,26	23,3	1609,93	24,98	0,10	0,015	4,83	244,83
1200	141,0	0,81	1,24	34,9	1677,36	56,19	0,10	0,016	4,94	252,89
1600	145,2	0,80	1,24	46,5	1727,93	99,90	0,10	0,017	4,92	264,18
2000	148,1	0,78	1,28	58,2	1761,65	156,10	0,10	0,018	4,78	278,69
2400	149,5	0,74	1,35	69,8	1778,51	224,78	0,10	0,019	4,53	296,43
2800	149,5	0,68	1,47	81,4	1778,51	305,95	0,09	0,020	4,16	317,39
3200	148,1	0,60	1,66	93,0	1761,65	399,61	0,09	0,021	3,66	341,58
3600	145,2	0,50	1,99	104,7	1727,93	505,75	0,08	0,023	3,05	368,99
4000	141,0	0,39	2,59	116,3	1677,36	624,39	0,07	0,025	2,33	399,63
4400	135,3	0,25	4,03	127,9	1609,93	755,51	0,05	0,027	1,48	433,49
4800	128,2	0,09	10,87	139,6	1525,64	899,12	0,04	0,030	0,51	470,57

Строим графики зависимостей $P_k=f(V)$ (рисунок 2.4); $D=f(V)$ (рисунок 2.5).

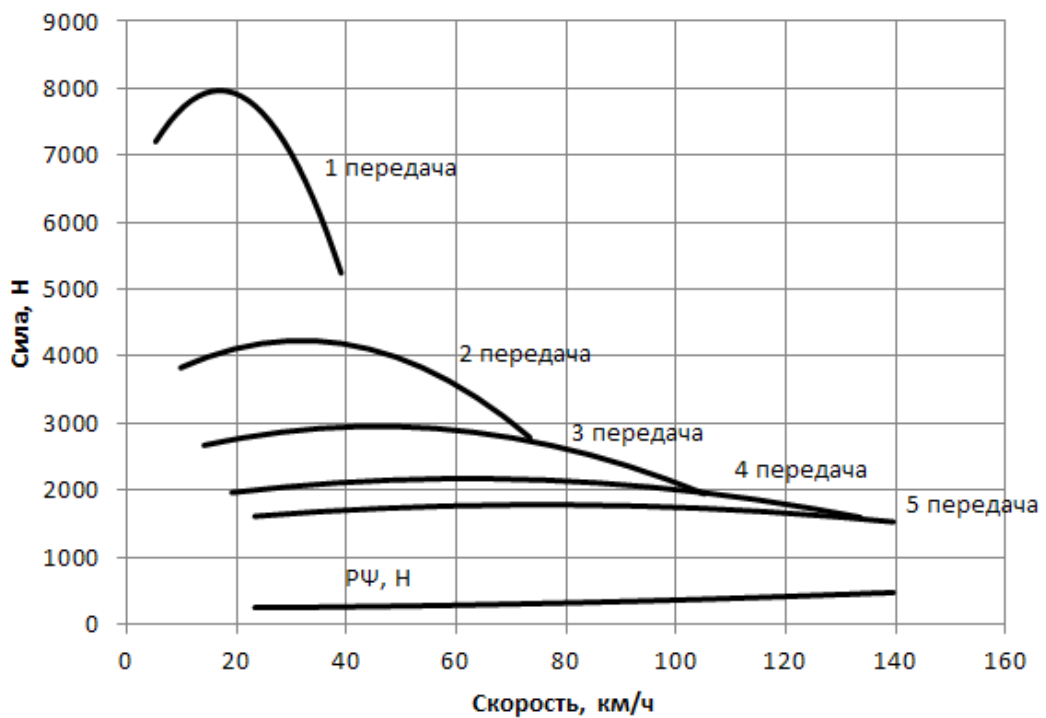


Рисунок 2.4 – Тяговый баланс автомобиля

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

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

30

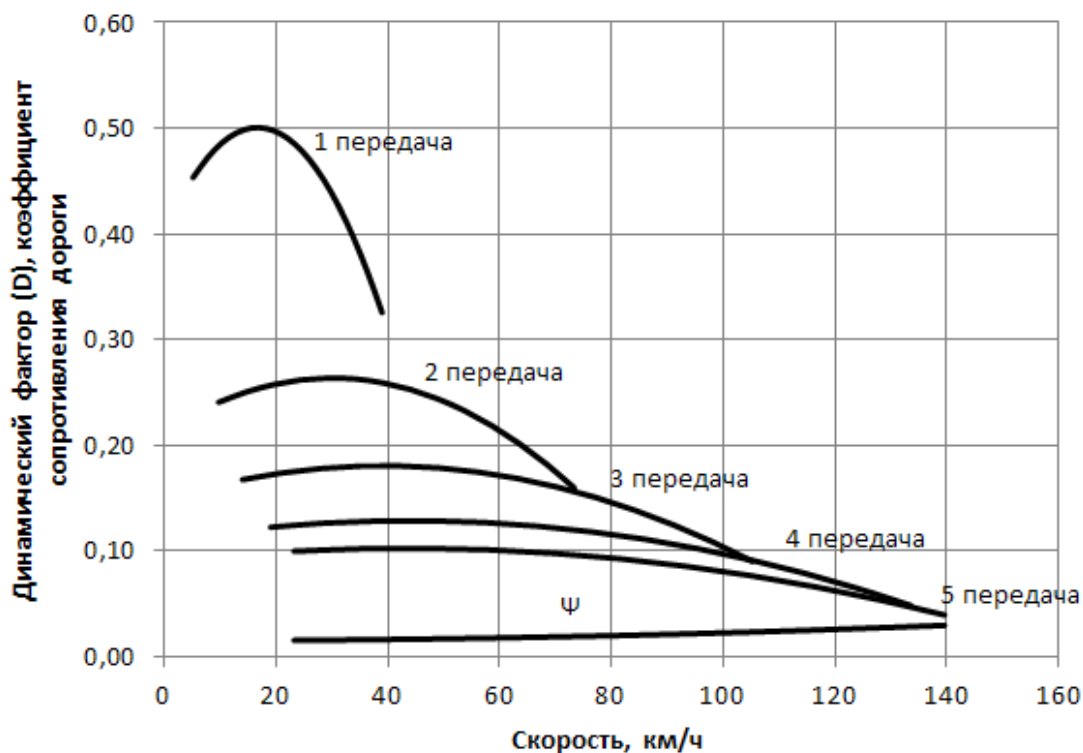


Рисунок 2.5 – Динамический баланс автомобиля

2.8 Ускорение автомобиля

Большую часть времени автомобиль движется в ускоренном режиме или в режиме торможения. Время равномерного движения автомобиля мало.

Показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат величины ускорений, а также путь и время, необходимые для движения в определенном интервале изменения скорости.

Ускорение движения, которое может развивать автомобиль при заданных условиях, характеризует приемистость автомобиля: чем больше ускорение, тем выше при прочих равных условиях средняя скорость движения, а следовательно, и производительность автомобиля.

Ускорение автомобиля найдем по формуле:

$$j = (D - \psi) \frac{\delta g}{\delta}, \quad (2.30)$$

где j – ускорение автомобиля, м/с^2 ;

D – динамический фактор;

Ψ – коэффициент сопротивления дороги;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

В этом уравнении величина, стоящая в скобках, определяется по динамическому балансу автомобиля отрезком, заключенным между кривой динамической характеристики и линией, соответствующей коэффициенту сопротивления дороги.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

31

Коэффициент учета вращающихся масс автомобиля (коэффициент условного увеличения поступательно движущейся массы автомобиля):

$$\delta = 1 + \frac{J_m i_k^2 i_{дв}^2 i_0^2 \eta_{тр} g}{r_d r_k G_a} + \frac{\sum J_k g}{r_d r_k G_a}, \quad (2.31)$$

где J_m – момент инерции вращающихся масс двигателя, Нмс²:

$$J_m = (0,1 \dots 0,5).$$

$\sum J_k$ – суммарный момент инерции колес, Нмс²:

$$\sum J_k = (2,5 \dots 5,0).$$

- i_k – передаточное число коробки передач на выбранной передаче;
- $i_{дв}$ – передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке;
- i_0 – передаточное число главной передачи;
- G_a – полный вес автомобиля, Н;
- g – ускорение свободного падения, м/с²;
- r_d – динамический радиус колеса, м.
- r_k – радиус качения колеса, м;
- $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

Таблица 3 – Коэффициенты учета вращающихся масс на каждой передаче

δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ_5
1,498	1,156	1,087	1,057	1,046

Полученные значения ускорений внесем в таблицу 2.

Строим кривые зависимости ускорений и обратных ускорений автомобиля от скорости движения (рисунок 2.6 и рисунок 2.7).

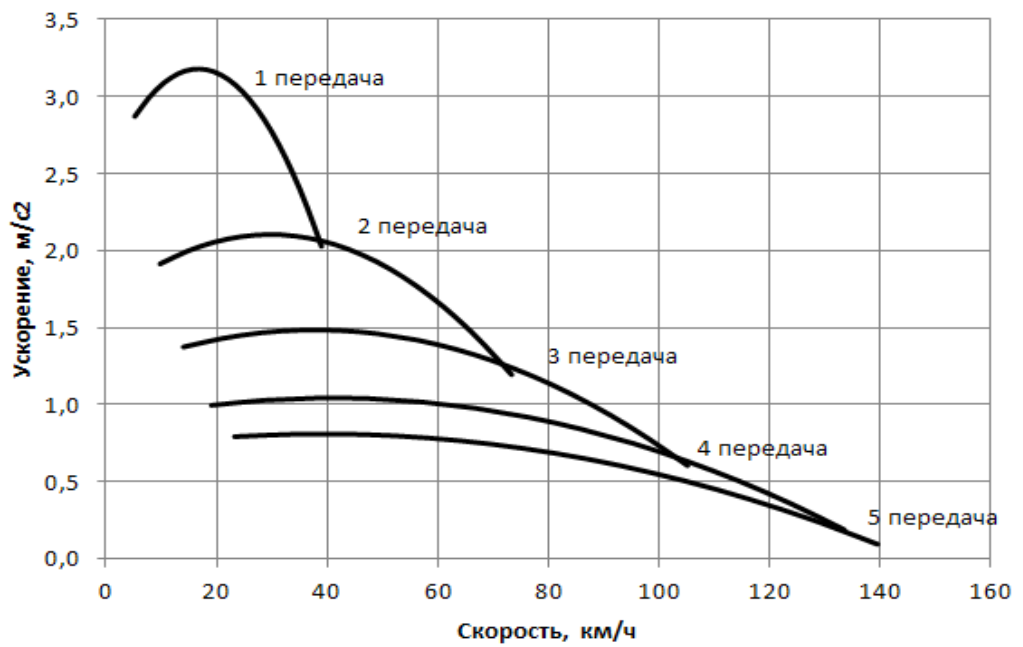


Рисунок 2.6 – График ускорений

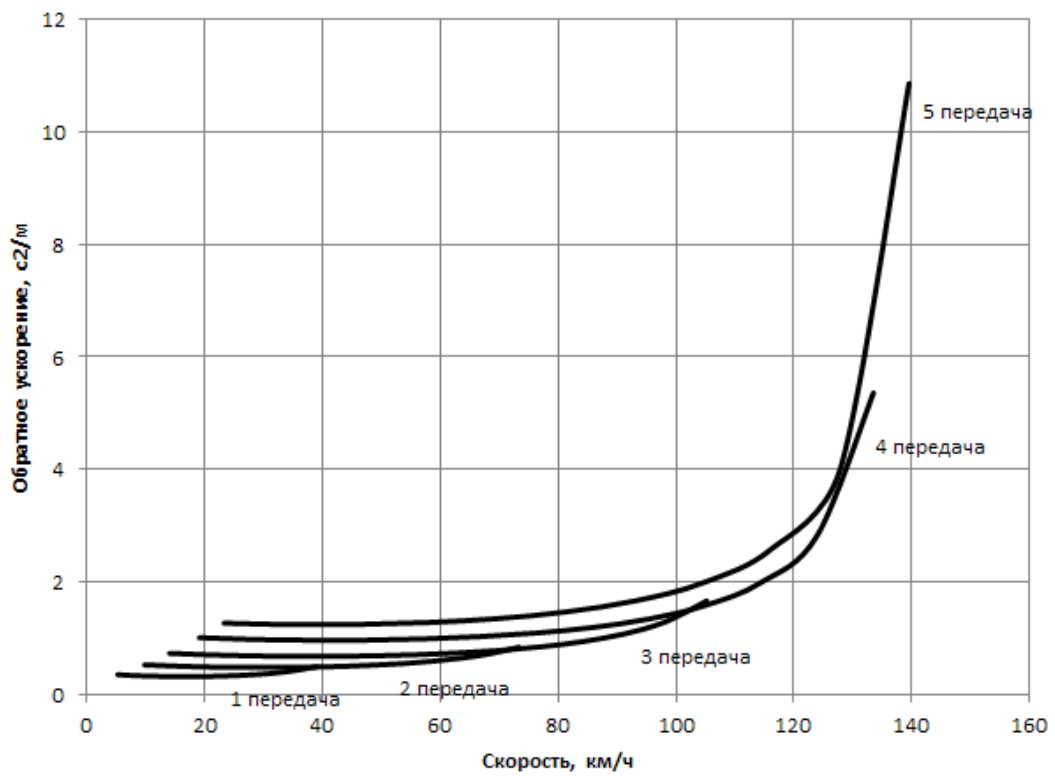


Рисунок 2.7 – График обратных ускорений

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

33

2.9 Определение времени и пути разгона

Ускорение, полностью характеризуя способность автомобиля к быстрому разгону, не дает достаточно наглядного представления о приемистости автомобиля. Поэтому определяют время и путь разгона, которые позволяют выявить приемистость автомобиля в более наглядной форме и сравнить автомобили по этим показателям.

Так как отсутствует аналитическая связь между обратным ускорением $1/j$ и скоростью V , то время разгона обычно определяют графоаналитическим методом.

Для построения зависимости времени разгона от скорости всю площадь под кривой $1/j = f(V)$ разбивают вертикальными линиями на участки с интервалом скоростей 10 км/ч.

Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяют площадью равновеликого участка с высотой

$$\frac{1}{j_{\text{cp}}} = \frac{\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2}}{2}, \quad (2.32)$$

где $1/j_1$ и $1/j_2$ – обратные ускорения в начале и в конце интервала скорости. Тогда для участка, например, при изменении скорости от V_1 до V_2 время разгона:

$$t_1 = \frac{V_2 - V_1}{3,6j_{\text{cp}}}, \quad (2.33)$$

где t_1 – время, с;

V_1 – скорость в начале интервала, м/с;

V_2 – скорость в конце интервала, м/с;

j_{cp} – ускорение, м/с².

Аналогично определяют $t_2, t_3 \dots t_n$ по остальным участкам.

Путь разгона определяют из соотношения:

$$V = \frac{dS}{dt}, \quad (2.34)$$

Данный дифференциал решают также графоаналитически, используя график $t=f(V)$. Для построения графика $S=f(V)$ эту площадь разбивают горизонтальными линиями на несколько участков. Для упрощения подсчета площадь каждого участка заменяем площадью равновеликого участка с тем же основанием и высотой

$$V_{\text{cp}} = \frac{V_1 + V_2}{2}, \quad (2.35)$$

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

где V_1 – скорость в начале участка, км/ч;

V_2 – скорость в конце участка, км/ч.

При изменении скорости от V_1 до V_2 :

$$S_1 = (t_2 - t_1) \frac{V_{\text{ср}}}{3,6}, \quad (2.36)$$

где S_1 – расстояние, м;

t_2 – время в конце интервала времени, с;

t_1 – время в начале интервала времени, с;

$V_{\text{ср}}$ – средняя скорость на интервале, м/с.

Аналогично определяются значения $S_2, S_3 \dots S_n$ по остальным участкам.

Полученные значения расчетных точек внесем в таблицу 4.

Таблица 4 – Определение времени и пути разгона

V, км/ч	Jср, м/с ²	t, с	S, м
0	0,00	0,252	0,52
5,2	5,74	0,973	1,74
13	3,00	1,662	4,68
20,8	3,14	2,659	6,77
31,2	2,90	3,595	13,57
39	2,31	4,987	18,38
48,9	1,98	6,493	26,63
58,7	1,81	8,274	33,05
68,5	1,53	10,145	35,52
77,1	1,28	11,901	43,78
84,2	1,12	13,855	55,90
91,2	1,00	16,150	75,34
98,2	0,85	19,014	133,09
105,2	0,68	23,725	193,87
114,5	0,55	30,079	357,89
124	0,42	40,883	491,68
133,5	0,24	54,631	658,81

По найденным значениям построим график $S=f(V)$ (рисунок 2.8).

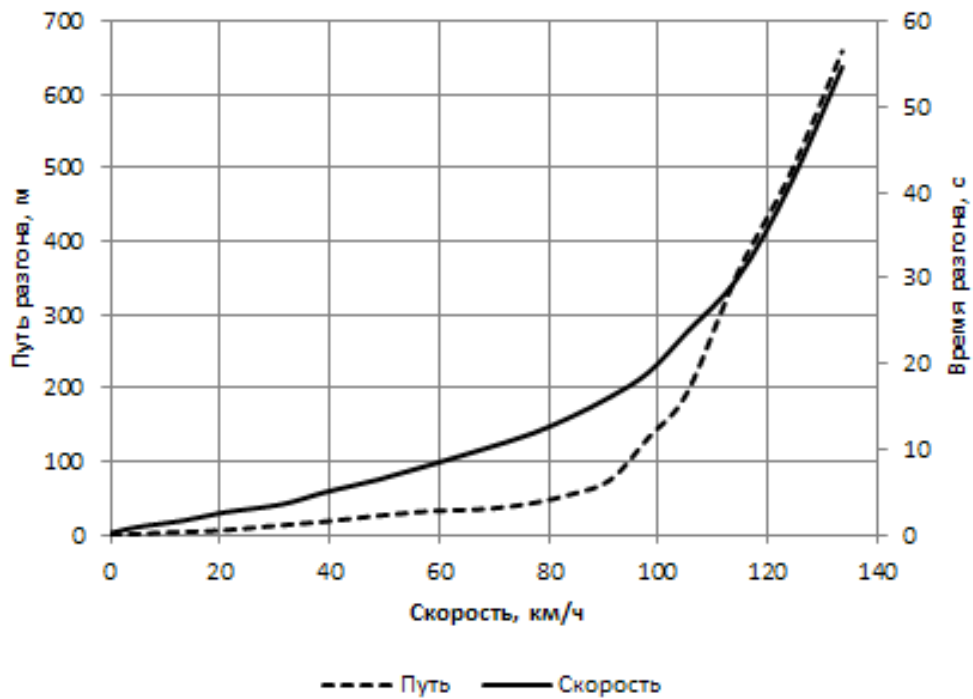


Рисунок 2.8 – Время и путь разгона

2.10 Мощностной баланс

Для оценки тягово-скоростных свойств и тяговой экономичности используют уравнение мощностного баланса, которое иллюстрирует распределение мощности по видам сопротивления:

$$N_k = N_m \eta_{тр} = N_\psi + N_\omega + N_j, \quad (2.37)$$

где N_k – мощность на ведущих колесах, кВт;

N_m – мощность двигателя при текущих оборотах, кВт;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

N_ψ – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;

N_ω – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

N_j – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Разность мощности подводимая к ведущим колесам есть:

$$N_j = N_k - (N_\psi + N_\omega), \quad (2.38)$$

Определим значения мощности, найденные значения запишем в таблицу 5 и в таблицу 6

Таблица 5 – Тягово-скоростные свойства

n , мин ⁻¹	M_m , Нм	V , км/ч	N_m , кВт	P_ω , Н	P_ψ , Н	N_ψ , кВт	N_ω , кВт	N_k , кВт	N_j , кВт
Первая передача									
800	135,3	5,20	11,34	1,25	238,70	0,34	0,00	10,43	10,06
1200	141,0	7,80	17,72	2,81	239,10	0,52	0,01	16,30	15,73
1600	145,2	10,40	24,34	4,99	239,67	0,69	0,01	22,39	21,62
2000	148,1	12,99	31,01	7,79	240,39	0,87	0,03	28,53	27,56
2400	149,5	15,59	37,57	11,22	241,28	1,05	0,05	34,57	33,38
2800	149,5	18,19	43,83	15,27	242,32	1,22	0,08	40,33	38,92
3200	148,1	20,79	49,62	19,95	243,53	1,41	0,12	45,65	44,01
3600	145,2	23,39	54,75	25,25	244,90	1,59	0,16	50,37	48,49
4000	141,0	25,99	59,06	31,17	246,43	1,78	0,23	54,33	52,19
4400	135,3	28,59	62,35	37,72	248,12	1,97	0,30	57,36	54,95
4800	128,2	31,19	64,46	44,89	249,97	2,17	0,39	59,30	56,60
5200	119,7	33,78	65,20	52,68	251,98	2,36	0,49	59,98	56,97
5600	109,8	36,38	64,40	61,10	254,16	2,57	0,62	59,25	55,91
6000	98,5	38,98	61,88	70,13	256,49	2,78	0,76	56,93	53,24
Движение на второй передаче									
800	135,3	9,78	11,34	4,42	239,52	0,65	0,01	10,43	9,74
1200	141,0	14,67	17,72	9,94	240,95	0,98	0,04	16,30	15,24
1600	145,2	19,56	24,34	17,67	242,94	1,32	0,10	22,39	20,91
2000	148,1	24,46	31,01	27,60	245,51	1,67	0,19	28,53	26,60
2400	149,5	29,35	37,57	39,75	248,64	2,03	0,32	34,57	32,13
2800	149,5	34,24	43,83	54,10	252,35	2,40	0,51	40,33	37,31
3200	148,1	39,13	49,62	70,66	256,63	2,79	0,77	45,65	41,98
3600	145,2	44,02	54,75	89,43	261,48	3,20	1,09	50,37	45,95
4000	141,0	48,91	59,06	110,41	266,89	3,63	1,50	54,33	49,07
4400	135,3	53,80	62,35	133,60	272,88	4,08	2,00	57,36	51,14
4800	128,2	58,69	64,46	158,99	279,44	4,56	2,59	59,30	52,00
5200	119,7	63,58	65,20	186,60	286,57	5,06	3,30	59,98	51,47
5600	109,8	68,47	64,40	216,41	294,27	5,60	4,12	59,25	49,38
6000	98,5	73,37	61,88	248,43	302,53	6,17	5,06	56,93	45,55

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

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

37

Продолжение таблицы 5.

Движение на третьей передаче									
800	135,3	14,03	11,34	9,08	240,72	0,94	0,04	10,43	9,43
1200	141,0	21,04	17,72	20,43	243,66	1,42	0,12	16,30	14,71
1600	145,2	28,05	24,34	36,32	247,76	1,93	0,28	22,39	20,12
2000	148,1	35,06	31,01	56,75	253,03	2,46	0,55	28,53	25,44
2400	149,5	42,08	37,57	81,72	259,48	3,03	0,96	34,57	30,49
2800	149,5	49,09	43,83	111,22	267,10	3,64	1,52	40,33	35,06
3200	148,1	56,10	49,62	145,27	275,90	4,30	2,26	45,65	38,97
3600	145,2	63,12	54,75	183,86	285,86	5,01	3,22	50,37	42,01
4000	141,0	70,13	59,06	226,99	297,00	5,79	4,42	54,33	43,99
4400	135,3	77,14	62,35	274,66	309,31	6,63	5,89	57,36	44,70
4800	128,2	84,15	64,46	326,86	322,79	7,55	7,64	59,30	43,96
5200	119,7	91,17	65,20	383,61	337,45	8,55	9,71	59,98	41,57
5600	109,8	98,18	64,40	444,90	353,27	9,63	12,13	59,25	37,33
6000	98,5	105,19	61,88	510,73	370,27	10,82	14,92	56,93	31,04
Движение на четвертой передаче									
800	135,3	19,08	11,34	16,79	242,72	1,29	0,09	10,43	9,03
1200	141,0	28,61	17,72	37,79	248,14	1,97	0,30	16,30	13,99
1600	145,2	38,15	24,34	67,17	255,73	2,71	0,71	22,39	18,91
2000	148,1	47,69	31,01	104,96	265,49	3,52	1,39	28,53	23,55
2400	149,5	57,23	37,57	151,14	277,41	4,41	2,40	34,57	27,66
2800	149,5	66,76	43,83	205,72	291,51	5,41	3,82	40,33	31,00
3200	148,1	76,30	49,62	268,70	307,77	6,52	5,69	45,65	33,32
3600	145,2	85,84	54,75	340,07	326,20	7,78	8,11	50,37	34,36
4000	141,0	95,38	59,06	419,84	346,80	9,19	11,12	54,33	33,88
4400	135,3	104,91	62,35	508,00	369,57	10,77	14,80	57,36	31,64
4800	128,2	114,45	64,46	604,57	394,51	12,54	19,22	59,30	27,39
5200	119,7	123,99	65,20	709,53	421,61	14,52	24,44	59,98	20,87
5600	109,8	133,53	64,40	822,88	450,89	16,72	30,52	59,25	11,85
Движение на пятой передаче									
800	135,3	23,26	11,34	24,98	244,83	1,58	0,16	10,43	8,66
1200	141,0	34,89	17,72	56,19	252,89	2,45	0,54	16,30	13,26
1600	145,2	46,52	24,34	99,90	264,18	3,41	1,29	22,39	17,63
2000	148,1	58,16	31,01	156,10	278,69	4,50	2,52	28,53	21,43
2400	149,5	69,79	37,57	224,78	296,43	5,75	4,36	34,57	24,37
2800	149,5	81,42	43,83	305,95	317,39	7,18	6,92	40,33	26,13
3200	148,1	93,05	49,62	399,61	341,58	8,83	10,33	45,65	26,38
3600	145,2	104,68	54,75	505,75	368,99	10,73	14,71	50,37	24,81
4000	141,0	116,31	59,06	624,39	399,63	12,91	20,17	54,33	21,11
4400	135,3	127,94	62,35	755,51	433,49	15,41	26,85	57,36	14,96
4800	128,2	139,57	64,46	899,12	470,57	18,24	34,86	59,30	6,05

Таблица 6 – Мощностной баланс

V, км/ч	NΨ/η, кВт	(NΨ+Nω)/η, кВт
Первая передача		
5,20	0,37	0,38
7,80	0,56	0,57
10,40	0,75	0,77
12,99	0,94	0,97
15,59	1,14	1,19
18,19	1,33	1,41
20,79	1,53	1,65
23,39	1,73	1,91
25,99	1,93	2,18
28,59	2,14	2,47
31,19	2,35	2,78
33,78	2,57	3,11
36,38	2,79	3,46
38,98	3,02	3,84
Вторая передача		
9,78	0,71	0,72
14,67	1,07	1,11
19,56	1,44	1,54
24,46	1,81	2,02
29,35	2,20	2,56
34,24	2,61	3,17
39,13	3,03	3,87
44,02	3,48	4,66
48,91	3,94	5,57
53,80	4,43	6,60
58,69	4,95	7,77
63,58	5,50	9,08
68,47	6,08	10,56
73,37	6,70	12,20

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

39

Продолжение таблицы 6.

Третья передача		
14,03	1,02	1,06
21,04	1,55	1,68
28,05	2,10	2,41
35,06	2,68	3,28
42,08	3,30	4,33
49,09	3,96	5,61
56,10	4,67	7,13
63,12	5,45	8,95
70,13	6,29	11,10
77,14	7,20	13,60
84,15	8,20	16,51
91,17	9,29	19,85
98,18	10,47	23,66
105,19	11,76	27,98
Четвертая передача		
19,08	1,40	1,49
28,61	2,14	2,47
38,15	2,95	3,72
47,69	3,82	5,33
57,23	4,79	7,40
66,76	5,88	10,02
76,30	7,09	13,28
85,84	8,45	17,27
95,38	9,99	22,08
104,91	11,71	27,80
114,45	13,63	34,52
123,99	15,78	42,35
133,53	18,18	51,35
Пятая передача		
23,26	1,72	1,90
34,89	2,66	3,26
46,52	3,71	5,11
58,16	4,89	7,63
69,79	6,25	10,98
81,42	7,80	15,32
93,05	9,60	20,82
104,68	11,66	27,65
116,31	14,03	35,96
127,94	16,75	45,93
139,57	19,83	57,72

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

40

По найденным значениям строим график мощностного баланса (рисунок 2.9).

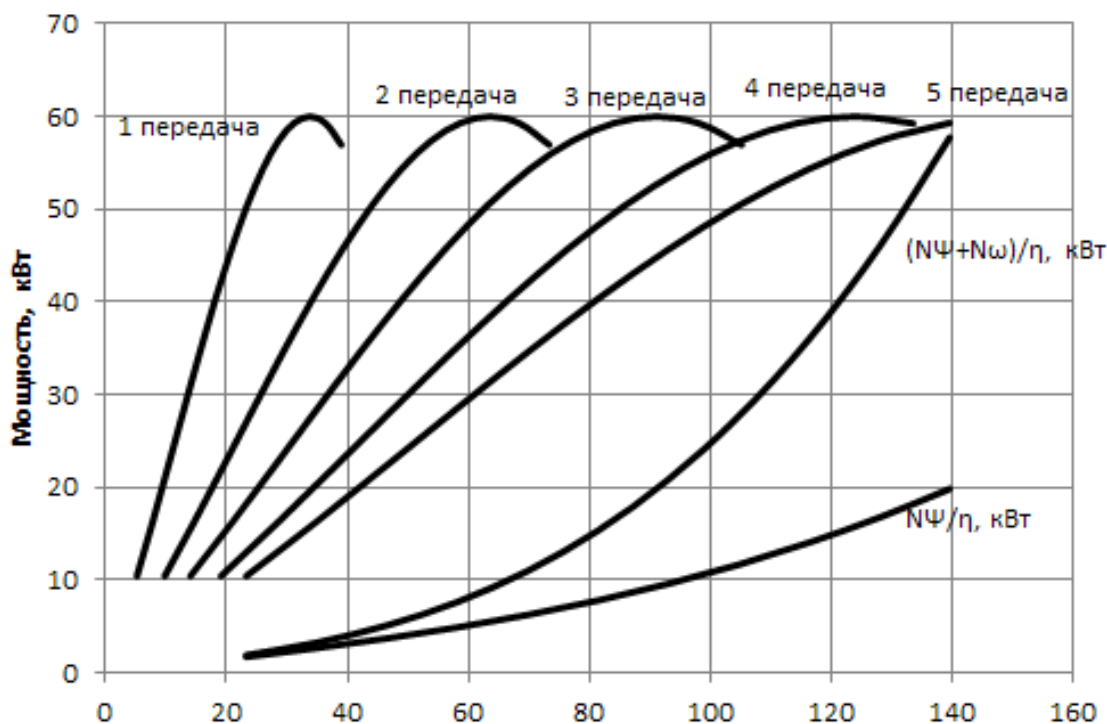


Рисунок 2.9 – Мощностной баланс

2.11 Топливная экономичность автомобиля

Топливная экономичность характеризует способность автомобиля выполнять перевозки с минимальным расходом топлива.

Топливная экономичность зависит от: совершенства конструкции двигателя и всего автомобиля, квалификации водителя, организации транспортного потока, дорожно-климатических условий.

Топливную экономичность необходимо рассчитывать при установившемся и неустановившемся движении. При установившемся движении расчет ведется на высшей передаче, здесь же необходимо рассчитать расход топлива при некотором значении ускорения. При неустановившемся движении, с максимальной интенсивностью разгона строится на каждой передаче.

При установившемся движении скорость постоянна и ускорение равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega, \quad (2.39)$$

$$P_k = P_\psi + P_\omega. \quad (2.40)$$

При неустановившемся движении скорость не постоянна и ускорение не равно нулю:

$$N_k = N_\psi + N_\omega + N_j = VP_k = V(P_\psi + P_\omega + P_j). \quad (2.41)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

41

Для построения графика зависимости расхода топлива от скорости движения воспользуемся следующей формулой:

$$Q = \frac{g_e (N_\psi + N_\omega + N_j)}{10 \eta_{тр} V}, \quad (2.42)$$

где Q – расход топлива при текущей скорости движения, кг/100км ;

g_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВтч;

V – текущая скорость движения, км/ч;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

N_ψ – мощность на преодоление сопротивления дороги, кВт;

N_ω – мощность на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

N_j – разность мощности подводимая к ведущим колесам, кВт.

Удельный эффективный расход топлива определяется по следующей формуле:

$$g_e = g_N K_u K_\omega, \quad (2.43)$$

где g_N – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/кВтч;

K_u – коэффициент использования мощности двигателя;

K_ω – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала.

$$K_u = 3,27 - 8,22U + 9,13U^2 - 3,18U^3, \quad (2.44)$$

$$K_\omega = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3, \quad (2.45)$$

где U – степень использования мощности;

E – степень использования оборотов двигателя.

$$U = \frac{(N_\psi + N_\omega + N_j)}{(N_m \eta_{тр})}, \quad (2.46)$$

$$E = \frac{\omega_m}{\omega_N}. \quad (2.47)$$

Найденные значения расхода топлива при установившемся движении представлены в таблице 7, в таблице 8 и в таблице 9.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Таблица 7 – Расход топлива

п, мин ⁻¹	M _м , НМ	N _м , кВт	N _ф , кВт	N _ω , кВт	N _j , кВт	E	U	K _u	K _ω	g _e (г/кВт тч)	V, км/ч	Q _с (кг/100км)
800	135,3	11,3	1,6	0,16	8,66	0,17	0,17	2,14	1,11	697,8	23,3	5,7
1200	141,0	17,7	2,4	0,54	13,26	0,25	0,18	2,05	1,06	638,2	34,9	6,0
1600	145,2	24,3	3,4	1,29	17,63	0,33	0,21	1,92	1,02	574,6	46,5	6,3
2000	148,1	31,0	4,5	2,52	21,43	0,42	0,25	1,75	0,99	510,2	58,2	6,7
2400	149,5	37,6	5,7	4,36	24,37	0,50	0,29	1,57	0,97	447,1	69,8	7,0
2800	149,5	43,8	7,2	6,92	26,13	0,58	0,35	1,38	0,96	387,8	81,4	7,3
3200	148,1	49,6	8,8	10,33	26,38	0,67	0,42	1,19	0,95	334,8	93,0	7,5
3600	145,2	54,8	10,7	14,71	24,81	0,75	0,50	1,04	0,96	292,2	104,7	7,7
4000	141,0	59,1	12,9	20,17	21,11	0,83	0,61	0,93	0,97	264,9	116,3	8,2
4400	135,3	62,4	15,4	26,85	14,96	0,92	0,74	0,90	0,98	259,0	127,9	9,3
4800	128,2	64,5	18,2	34,86	6,05	1,00	0,90	0,95	1,00	278,4	139,6	11,5

Таблица 8 – Расход топлива при максимальном ускорении

п, мин ⁻¹	Q _{уск} , (кг/100км)	U	K _u	K _ω	g _e (г/кВтч)
800	15,86	1,00	1,00	1,11	326,25
1200	15,76	1,00	1,00	1,06	311,24
1600	15,63	1,00	1,00	1,02	299,50
2000	15,47	1,00	1,00	0,99	290,77
2400	15,29	1,00	1,00	0,97	284,82
2800	15,11	1,00	1,00	0,96	281,39
3200	14,91	1,00	1,00	0,95	280,25
3600	14,67	1,00	1,00	0,96	281,15
4000	14,37	1,00	1,00	0,97	283,84
4400	14,00	1,00	1,00	0,98	288,08
4800	13,53	1,00	1,00	1,00	293,62

Таблица 9 – Расход топлива

V, км/ч	Q, (кг/100км)	Q _{уск} , (кг/100км)
23,26	5,7	15,86
34,89	6,0	15,76
46,52	6,3	15,63
58,16	6,7	15,47
69,79	7,0	15,29
81,42	7,3	15,11
93,05	7,5	14,91
104,68	7,7	14,67
116,31	8,2	14,37
127,94	9,3	14,00
139,57	11,5	13,53

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

43

По данным таблицы 7, таблицы 8 и таблицы 9 строим экономическую характеристику автомобиля (рисунок 2.10).

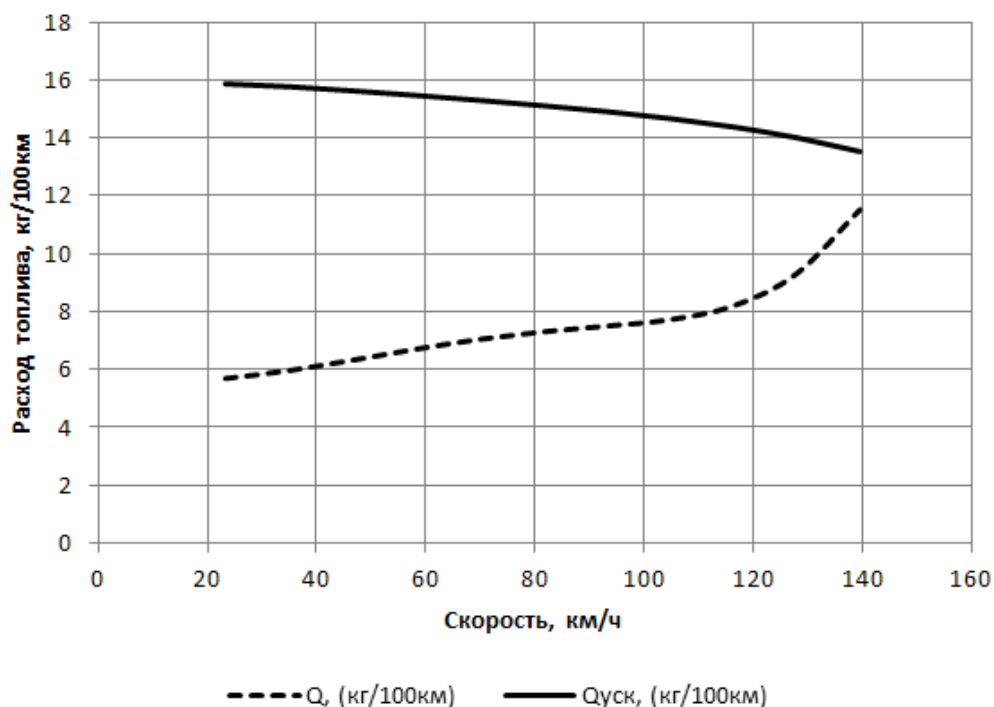


Рисунок 2.10 – Топливная экономичность на высшей передаче при максимальном ускорении

2.12 Расчёт крутящего момента на муфте блокировки дифференциала

Для определения крутящего момента, передаваемого муфтой блокировки дифференциала, рассмотрим самую неблагоприятную ситуацию, когда одно заднее колесо автомобиля находится на асфальте, а три других – на льду.

Движение осуществляется на первой передаче КПП и низшей передаче раздаточной коробки при заблокированном дифференциале задней оси

$$M_k = M_m i_{тр} \eta_{тр}, \quad (2.48)$$

где M_m – текущее значение крутящего момента, Нм.

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии при наличии коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи, $i_{тр} = i_k i_d i_0$;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

44

Таблица 10 – Крутящий момент

n, мин ⁻¹	M _м , Нм	V, км/ч	M _к , Н
800	135,3	5,2	3998,8
1200	141,0	7,8	4167,3
1600	145,2	10,4	4291,4
2000	148,1	13,0	4377,1
2400	149,5	15,6	4418,5
2800	149,5	18,2	4418,5
3200	148,1	20,8	4377,1
3600	145,2	23,4	4291,4
4000	141,0	26,0	4167,3
4400	135,3	28,6	3998,8
4800	128,2	31,2	3789,0
5200	119,7	33,8	3537,8
5600	109,8	36,4	3245,2
6000	98,5	39,0	2911,2

Принимаем максимально возможное $M_k=4418,5$ Нм

Рассчитываем касательную силу тяги на колесах. Касательная сила тяги представляет собой реакцию со стороны почвы или поверхности дороги, действующую на ведущие колеса в направлении движения машины. Касательная сила тяги, приложенная к колесу, направлена в сторону, противоположную движению. Ее величина ограничивается прочностью (сцеплением φ) между рабочей частью поверхности шины и дороги.

Условие движения ведущего колеса без буксования по льду:

$$P_k < G_k (\varphi + f) = 4050 \cdot (0,1 + 0,012) = 453,6 \text{ Н}, \quad (2.49)$$

где P_k – тяговое усилие на одном колесе машины, Н;

G_k – вес, приходящийся на одно колесо машины, Н,

φ – коэффициент сцепления поверхности дороги,

f – коэффициент сопротивления дороги.

Для того, чтобы не было пробуксовывания, тяговая сила на ведущих колесах не должна превосходить силы сцепления. В том случае, когда соотношение между касательной силой тяги и силой сцепления удовлетворяет данному условию, тяговая сила ведущих колес будет полностью использоваться для движения автомобиля. В противном случае, будет иметь место пробуксовывание на дороге, и для движения автомобиля будет использоваться только часть тяговой силы, равная силе сцепления $G_k \varphi$.

Условие движения ведущего колеса без буксования по асфальту:

$$P_k < G_k (\varphi + f) = 4050 \cdot (0,6 + 0,012) = 2478,6 \text{ Н}, \quad (2.50)$$

3 КОНСТРУКЦИОННЫЙ РАЗДЕЛ

3.1 Описание схемы

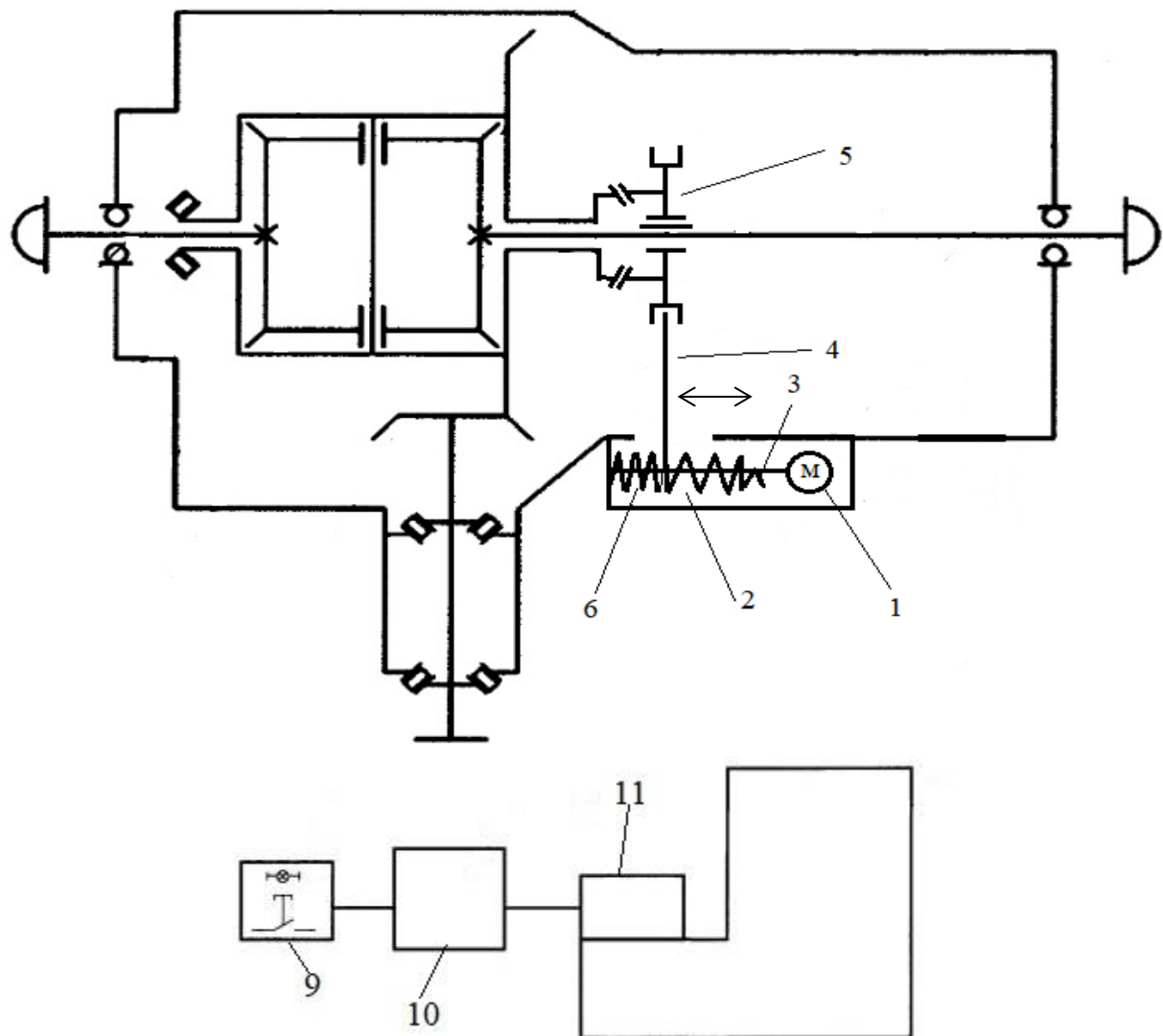


Рисунок 3.1 – общая схема привода блокировки

1 – мотор-редуктор; 2 – пружина; 3 – гайка; 4 – вилка; 5 – муфта; 6 – возвратная пружина; 9 – переключатель; 10 – реле; 11 – привод

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

47

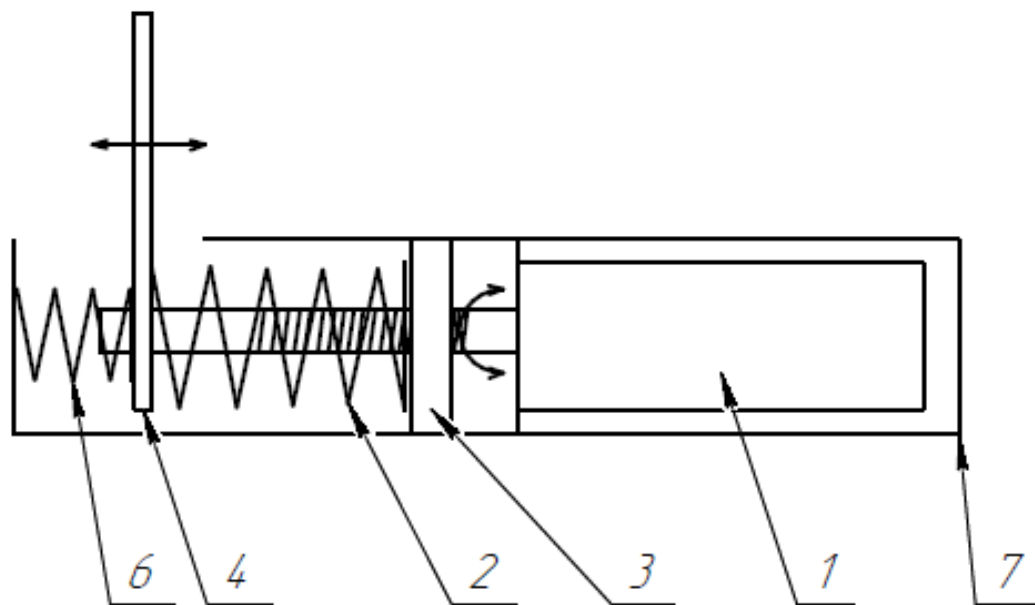


Рисунок 3.2 – Схема привода блокировки

1 – мотор-редуктор; 2 – пружина; 3 – квадратная гайка; 4 – вилка; 6 – возвратная пружина; 7 – корпус

Электрический переключатель 9 переводят в положение - включение блокировки дифференциала. И реле 10 подает кратковременное напряжение на привод осевого перемещения подвижной муфты 5, а именно, мотор-редуктору 1 и приводит во вращение его выходной вал. При этом вращение выходного вала осуществляют против часовой стрелки, которое перемещает в осевом направлении влево по рисунку гайку 3, которая сжимает пружину 2. Пружина 2 воздействует на вилку включения 4, та в свою очередь, воздействует на подвижную муфту 5. Гайка 3 выполнена квадратной, для предотвращения вращения. Муфта, сдвигаясь от осевого воздействия влево по рисунку, блокирует работу дифференциала. Усилие пружины 2 рассчитаны таким образом, чтобы осевое усилие перемещения и в крайнем положении продолжало воздействовать на пружинный толкатель, препятствуя самопроизвольному смещению подвижной муфты 5 в обратном направлении, то есть самопроизвольной разблокировке дифференциала. Отключение мотор-редуктора производится концевым выключателем. Когда гайка 3 доходит до определенного положения, она замыкает концевой выключатель и мотор-редуктор отключается.

Отключение блокировки дифференциала осуществляется переводом электрического переключателя 9 в положение отключено. И сразу подается кратковременное напряжение обратной полярности на мотор-редуктор 1, вал начинает вращаться. Это вращение перемещает в осевом направлении гайку 3 вправо по рисунку. Вилка 4 перемещается вправо по рисунку под действием пружины 6, происходит разблокировка дифференциала.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР

Лист

48

3.2 Расчет пружины

В процессе передачи крутящего момента с водила дифференциала на муфту возникает осевая сила F_a , которая стремится вывести их зацепления. Этому противодействует сила пружины F_2 .

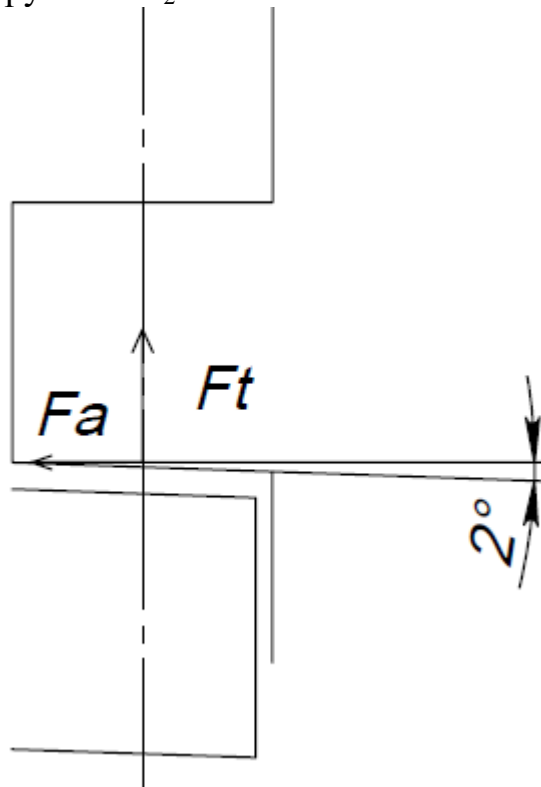


Рисунок 3.3 – Силы в кулачковом зацеплении

В процессе изготовления детали торцевые зубья могут изготавливать с погрешностью, их боковые поверхности могут быть не параллельны оси. Поэтому зададим погрешность в 2° .

$$F_t = \frac{2M_{кр}}{d} = \frac{2 \cdot 773}{0,04} = 38650 \text{ Н}, \quad (3.1)$$

где $M_{кр}$ – максимальный крутящий момент на колесе,
 d – диаметр муфты.

$$F_a = F_2 = F_t \cdot \text{tg}2^\circ = 38650 \cdot \text{tg}2^\circ = 1349,69 \text{ Н} \quad (3.2)$$

Расчет пружины произведем по ГОСТ 13765-86.

Пружину выберем II класса.

Сила пружины при рабочей деформации:

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta} = \frac{1349,69}{1 - 0,2} = 1687,11 \text{ Н} \quad (3.3)$$

Уточняем по ГОСТ 13775-86 $F_3=1700 \text{ Н}$

δ – относительный инерционный зазор пружины сжатия

По ГОСТ 13772-86[6]:

$d=5,5 \text{ мм}$ – диаметр проволоки;

$D_1=36 \text{ мм}$ – наружный диаметр пружины;

$c_1=316,1 \text{ Н/мм}$ – жесткость одного витка.

Сила пружины при наибольшей деформации:

$$F_2 = F_3 \cdot 0,8 = 1700 \cdot 0,8 = 1360 \text{ Н.} \quad (3.4)$$

Сила пружины при предварительной деформации:

$$F_1 = F_2 \cdot 0,8 = 1360 \cdot 0,8 = 1088 \text{ Н.} \quad (3.5)$$

Жесткость пружины:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{1360 - 1088}{8} = 34 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}, \quad (3.6)$$

где h – рабочий ход пружины

Деформация λ_2 при действии наибольшей рабочей нагрузки F_2 :

$$\lambda_2 = \frac{F_2}{c} = \frac{1360}{34} = 40 \text{ мм.} \quad (3.7)$$

Число рабочих витков пружины:

$$z = \frac{c_1}{c} = \frac{316,1}{34} = 9,29 = 9,5 \quad (3.8)$$

Шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda_2}{z} + 0,1d = 5,5 + \frac{40}{9,5} + 0,1 \cdot 5 = 10,26 \text{ мм.} \quad (3.9)$$

Полное число витков пружины:

$$z_0 = z + 1,5 = 9,5 + 1,5 = 11 \quad (3.10)$$

Высота пружины при ее полном сжатии:

$$H_3 = (z_0 - 0,5)d = (11 - 0,5) \cdot 5,5 = 57,75 \text{ мм.} \quad (3.11)$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_3 + z \cdot (t - d) = 57,75 + 9,5 \cdot (10,26 - 5,5) = 102,97 \text{ мм.} \quad (3.12)$$

Возвратную пружину посчитаем из условий преодоления остаточной силы нажимной пружины:

$$F_{3В} = F_3 - F_2 = 1360 - 1088 = 272 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 13775-86 выбираем пружину с $F_3 = 355 \text{ Н.}$

Характеристики пружины:

$d = 3 \text{ мм}$ – диаметр проволоки;

$D_1 = 36 \text{ мм}$ – наружный диаметр пружины;

$c_1 = 22,08 \text{ Н/мм}$ – жесткость одного витка.

Сила пружины при наибольшей деформации:

$$F_2 = F_3 \cdot 0,8 = 355 \cdot 0,8 = 284 \text{ Н.} \quad (3.13)$$

Сила пружины при предварительной деформации:

$$F_1 = F_2 \cdot 0,8 = 284 \cdot 0,8 = 227,2 \text{ Н.} \quad (3.14)$$

Жесткость пружины:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{284 - 227,2}{8} = 7,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}, \quad (3.15)$$

где h – рабочий ход пружины

Деформация λ_2 при действии наибольшей рабочей нагрузки F_2 :

$$\lambda_2 = \frac{F_2}{c} = \frac{284}{7,1} = 40 \text{ мм.} \quad (3.16)$$

Число рабочих витков пружины:

$$z = \frac{c_1}{c} = \frac{22,08}{7,1} = 3,1 = 3,5 \quad (3.17)$$

Шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda_2}{z} + 0,1d = 3 + \frac{40}{3,5} + 0,1 \cdot 3 = 14,7 \text{ мм.} \quad (3.18)$$

Полное число витков пружины:

$$z_0 = z + 1,5 = 3,5 + 1,5 = 5 \quad (3.19)$$

Высота пружины при ее полном сжатии:

$$H_3 = (z_0 - 0,5)d = (5 - 0,5) \cdot 3 = 13,5 \text{ мм.} \quad (3.20)$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_3 + z \cdot (t - d) = 13,5 + 3,5 \cdot (14,7 - 35) = 54,45 \text{ мм.} \quad (3.21)$$

Возвратную пружину посчитаем из условий преодоления остаточной силы нажимной пружины:

$$F_{3B} = F_3 - F_2 = 1360 - 1088 = 272 \text{ Н.}$$

По ГОСТ 13775-86 выбираем пружину с $F_3 = 355 \text{ Н}$.

Характеристики пружины:

$d = 3 \text{ мм}$ – диаметр проволоки;

$D_1 = 36 \text{ мм}$ – наружный диаметр пружины;

$c_1 = 22,08 \text{ Н/мм}$ – жесткость одного витка.

Сила пружины при наибольшей деформации:

$$F_2 = F_3 \cdot 0,8 = 355 \cdot 0,8 = 284 \text{ Н.} \quad (3.22)$$

Сила пружины при предварительной деформации:

$$F_1 = F_2 \cdot 0,8 = 284 \cdot 0,8 = 227,2 \text{ Н.} \quad (3.23)$$

Жесткость пружины:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{284 - 227,2}{8} = 7,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}, \quad (3.24)$$

где h – рабочий ход пружины

Деформация λ_2 при действии наибольшей рабочей нагрузки F_2 :

$$\lambda_2 = \frac{F_2}{c} = \frac{284}{7,1} = 40 \text{ мм.} \quad (3.25)$$

Число рабочих витков пружины:

$$z = \frac{c_1}{c} = \frac{22,08}{7,1} = 3,1 = 3,5 \quad (3.26)$$

Шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda_2}{z} + 0,1d = 3 + \frac{40}{3,5} + 0,1 \cdot 3 = 14,7 \text{ мм.} \quad (3.27)$$

Полное число витков пружины:

$$z_0 = z + 1,5 = 3,5 + 1,5 = 5 \quad (3.28)$$

Высота пружины при ее полном сжатии:

$$H_3 = (z_0 - 0,5)d = (5 - 0,5) \cdot 3 = 13,5 \text{ мм.} \quad (3.29)$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_3 + z \cdot (t - d) = 13,5 + 3,5 \cdot (14,7 - 35) = 54,45 \text{ мм.} \quad (3.30)$$

3.3 Расчет винтовой пары

Материал винта должен обладать повышенной прочностью. При непродолжительной работе твердость может быть в пределах НВ<350. Выбираем сталь 40ХНА (термообработка с высоким отпуском). Для гайки выберем также сталь 40.

Исходные данные:

Осевая нагрузка $F_3=1700$ Н.

Коэффициент динамичности нагрузки $K_d=1,17$.

Размер резьбы определяем из расчета по допускаемому удельному давлению $[p]$ в резьбе. Допускаемое давление в резьбе для пары закаленная сталь-сталь $[p]=10$ Н/мм².

Средний диаметр резьбы:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2Q_p}{\pi \cdot \psi [p]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1989}{3,14 \cdot 2 \cdot 10}} \geq 7,95 \text{ мм} \quad (3.31)$$

где $Q_p=F_3 \cdot K_d=1700 \cdot 1,17=1989$ Н

ψ -отношение высоты гайки к среднему диаметру резьбы, принимаем значение $\psi=2$.

По ГОСТ 24705-81 [7] возьмем резьбу М14 с шагом 1,5 мм.

Скорость перемещения муфты:

$$V = \frac{H_{\max}}{t} = \frac{0,08}{5} = 0,016 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 0,96 \text{ м/мин}, \quad (3.32)$$

где H_{\max} – ход муфты, м;

t – время включения, с.

Обороты гайки:

$$n = \frac{H_{\max}}{St} = \frac{8}{1,5 \cdot 0,083} = 64,25 \text{ мин}^{-1} \quad (3.33)$$

Крутящий момент:

$$M = F \cdot d = 1700 \cdot 0,014 = 23,8 \text{ Нм} \quad (3.34)$$

Выбираем мотор-редуктор МРП-52М, 12В.

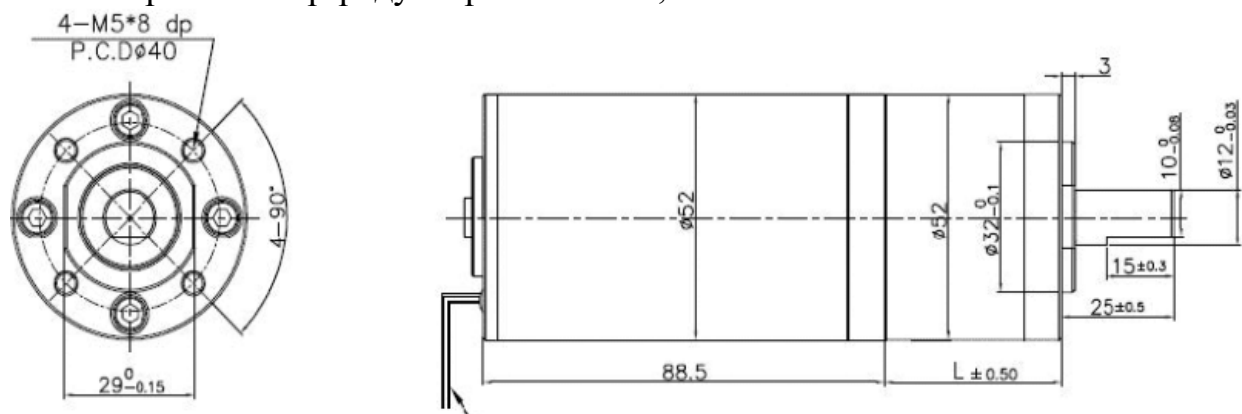


Рисунок 3.3 – Габаритные и присоединительные размеры мотор-редуктора

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

Характеристики:

-крутящий момент $M_{кр}=30,99 \text{ Нм}$

-скорость $n=10 \text{ мин}^{-1}$

В качестве концевого выключателя используется Bartec 07-2-501-6-0-10-00.

Степень защиты IP 54/IEC 60529		
Расчетное напряжение AC 250 В		
Расчетный ток AC 5 (5) А DC 0,25 (0,03) А		
Коммутационная способность (АС)		
	Актив. нагр.	Индукт.нагр.
250 В	5 А	5 А
30 В	5 А	5 А
Коммутационная способность (DC)		
	Актив. нагр.	Индукт.нагр.
250В	0,25 А	0,03 А
125В	0,5 А	0,06 А
75 В	1 А	1 А
30 В	5 А	5 А

Рисунок 3.4 – Технические характеристики концевого выключателя

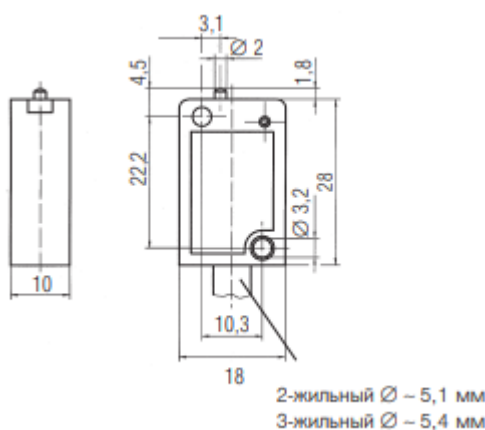


Рисунок 3.5 – Габаритные и присоединительные размеры концевого выключателя

Вывод по разделу три

В данном разделе выпускной квалификационной работы был произведен расчет нажимной пружины, пары винт-гайка. А также был выбран мотор-редуктор и конечной выключатель.

4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

4.1 Организационный раздел

Важной составляющей выпускной квалификационной работы является экономическая часть. В ней проводится анализ целесообразности производства проектируемого изделия, с точки зрения экономической эффективности. Без учета экономических параметров нельзя приступать к производству изделия, потому что оно может оказаться невыгодным для предприятия и привести к его разорению.

4.2 Оценка себестоимости проекта

Оценку себестоимости разработки привода механизма блокировки межколесного дифференциала автомобиля повышенной проходимости будем осуществлять нормативным методом расчета затрат.

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

$$C_{см} = C_{м} + C_{з.п.осн.} + C_{с.с.} \quad (4.1)$$

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

1. Прямые материальные затраты:

Для работы инженеру необходим персональный компьютер.

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

$$C_{ПК} = C_{МБ} + C_{Пр} + C_{КМ} + C_{М}, \quad (4.2)$$

где $C_{МБ} = 29200$ руб. – стоимость одного моноблока;

$C_{Пр} = 4000$ руб. – стоимость принтера;

$C_{К} = 500$ руб. – стоимость клавиатуры;

$C_{КМ} = 200$ руб. – стоимость компьютерной мыши;

$$C_{ПК} = 29200 + 4000 + 500 + 200 = 33900 \text{ руб.}$$

$C_{СТ} = 6000$ руб. – стоимость компьютерного стола и стула;

$C_{КОМ} = 146000$ руб. – стоимость программного обеспечения КОМПАС 3D V18

$$C_{М} = C_{ПК} + C_{КОМ} + C_{СТ} = 33900 + 6000 + 146000 = 185900 \text{ руб.} \quad (4.3)$$

2. Основная заработная плата:

Заработная плата инженера определяется из расчета отработанных часов, оплата 200 руб./час, рабочий день 8 часов, рабочих дней 21.

$$З_{И} = 200 \cdot 8 \cdot 21 = 33600 \text{ руб.} \quad (4.4)$$

Заработная плата руководителя темы определяется из расчета отработанных часов, оплата 220 руб./час, рабочий день 8 часов, рабочих дней 21.

$$З_{Р} = 220 \cdot 8 \cdot 21 = 36960 \text{ руб.} \quad (4.5)$$

Заработная плата консультантов определяется из расчета отработанных часов, оплата 100 руб./час, рабочий день 8 часов, рабочих дней 21.

$$З_{К} = 100 \cdot 8 \cdot 21 = 16800 \text{ руб.} \quad (4.6)$$

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$C_{з.п.осн.} = Z_{и} + Z_{р} + Z_{к} = 33600 + 36960 + 16800 = 87360 \text{ руб.} \quad (4.7)$$

3. Дополнительная заработная плата:

В эту статью затрат включается оплата отпусков, больничные, вознаграждения за выслугу лет и т.д. ДЗП составляет 10% от основной заработной платы:

$$\begin{aligned} \text{ДЗП} &= 0,1 \cdot C_{з.п.осн.} \\ \text{ДЗП} &= 0,1 \cdot 87360 = 8736 \text{ руб.} \end{aligned} \quad (4.8)$$

4. Отчисления на социальное страхование принимается равным 26% от з.п.

$$O_{с.с.} = 0,26 \cdot (87360 + 8736) = 24984,96 \text{ руб.} \quad (4.9)$$

Сметная себестоимость проекта получается равной:

$$C_{см} = 185900 + 87360 + 24984,96 + 8736 = 306980,96 \text{ руб.} \quad (4.10)$$

4.3 Расчет затрат на изготовление проектируемой детали

Расчет произведем по стоимости одной детали. В качестве объекта выбираем деталь – гайка.

1. Основные материалы:

- масса заготовки 0,44 кг;
- масса детали 0,2 кг;
- цена за 1кг материала (Ст40) 36 руб;
- цена за 1кг отходов 7 руб;
- стоимость материала на заготовку: $C_{м} = 0,44 \cdot 36 = 15,84$ руб;
- стоимость отходов: $C_{отх} = (0,44 - 0,2) \cdot 7 = 1,68$ руб.
- стоимость основных материалов: $C = C_{м} - C_{отх} = 15,84 - 1,68 = 14,16$ руб.

2. Транспортно-заготовительные расходы: $14,16 \cdot 0,04 = 0,5664$ руб.

3. Основная и дополнительная заработная плата производственных рабочих.

Основная заработная плата определяется из расчета оплаты за 1 кг обработанного материала (36 руб).

$$Z_{п} = 0,48 \cdot 36 = 17,28 \text{ руб;} \quad (4.11)$$

Дополнительная заработная плата, принимается 75% от основной:

$$Z_{д} = 0,75 \cdot 17,28 = 12,96 \text{ руб;} \quad (4.12)$$

4. Отчисления на социальное страхование 26% от $Z_{п}$.

$$O_{с.с.} = 0,26 \cdot 17,28 = 4,67 \text{ руб.} \quad (4.13)$$

5. Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования 200% от $Z_{п}$:

$$P_{с} = 2 \cdot 17,28 = 34,56 \text{ руб.} \quad (4.14)$$

6. Цеховые расходы 100 % от $Z_{п}$:

$$P_{ц} = 17,28 \text{ руб.} \quad (4.15)$$

7. Общезаводские расходы 80 % от $Z_{п}$:

$$P_{о} = 0,8 \cdot 17,28 = 13,82 \text{ руб.} \quad (4.16)$$

8. Производственная себестоимость – сумма всех вышеуказанных затрат:

$$C_{п} = C + Z_{п} + Z_{д} + O_{с.с.} + P_{с} + P_{ц} + P_{о} = 80,17 \text{ руб.} \quad (4.17)$$

9. Внутривзаводские расходы 4% от $C_{п}$:

$$C_{п} = 0,04 \cdot 80,17 = 3,2 \text{ руб.} \quad (4.18)$$

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Калькуляция себестоимости детали представлена в таблице 11:

Таблица 11 – Калькуляция себестоимости детали

Статья расхода	Затраты на деталь, руб
1. Основные материалы Ц	15,84
2. Основные материалы за вычетом отходов	14,16
3. Основная З _п производственных рабочих	17,28
4. Отчисления на социальное страхование О _{с.с.}	4,67
5. Дополнительная заработная плата З _д	12,96
6. Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	34,56
7. Цеховые расходы	17,28
8. Общезаводские расходы	13,82
9. Внутривзаводские расходы	3,2
10. Производственная себестоимость	80,17
11. Полная себестоимость	83,37

4.4 Расчет себестоимости изделия

Расчет производится для изделия в целом:

$$\frac{C_{мд}}{M_d} = \frac{C_{ми}}{M_{и}} \quad (4.19)$$

где $C_{мд}$ и $C_{ми}$ – полная коммерческая себестоимость детали и изделия, руб;
 M_d и $M_{и}$ – масса привода и детали.

Подставим значения в формулу:

$$C_{ми} = \frac{C_{мд} \cdot M_{и}}{M_d} = \frac{83,37 \cdot 5}{0,2} = 208,43 \text{ руб.}$$

К этой стоимости стоит добавить цену мотор-редуктора = 5050 рублей и цену двух конечных выключателей = 1800 рублей.

$$C_{ми} = 208,43 + 5050 + 1800 = 7058,43 \text{ руб.}$$

Прибыль – 30% от себестоимости:

$$\Pi = 7058,43 \cdot 0,3 = 2117,53 \text{ руб.}$$

Оптовая цена предприятия составит: $7058,43 + 2117,53 = 9175,96$ руб.;

Отпускная цена с учетом НДС (20%)

$$Ц_0 = 1,2 \cdot 9175,96 = 11011,15 \text{ руб.}$$

4.5 Оценка коммерческой состоятельности проекта

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

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

$$K_{\text{сум}} = K_{\text{пр}} + K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{нир}}, \quad (4.20)$$

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

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

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

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

В ВКР рассматриваются реальные инвестиции, при этом учитываются только прямые капитальные вложения:

$$K_{\text{пр}} = 0,9 \cdot C_{\text{п}} \cdot A \quad (4.21)$$

где $C_{\text{п}}$ – полная себестоимость изделия, $C_{\text{п}} = 9175,96$ руб.

A – количество выпускаемых изделий $A = 1000$ шт.

Подставляя, получим:

$$K_{\text{пр}} = 0,9 \cdot 9175,96 \cdot 1000 = 8258364 \text{ руб.} \quad (4.22)$$

4.6 Оценка эффективности инвестиций

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

$$\text{ПНП} = \frac{P_6 K_{\text{н.п.}}}{K_{\text{пр}}}, \quad (4.23)$$

где P_6 – балансовая прибыль, руб.;

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

$$P_6 = (C_0 - C_{\text{ми}})A = (11011,15 - 7058,43)1000 = 3952720 \quad (4.24)$$

Расчетная прибыль:

$$P_p = P_6 \cdot K_{\text{н.п.}} = 3952720 \cdot 0,7 = 2766904 \text{ руб.}$$

$$\text{ПНП} = \frac{2766904}{8258364} = 0,335$$

Срок окупаемости:

$$T_{\text{ок}} = \frac{8258364}{2766904} = 2,98 \text{ лет.}$$

Вывод по разделу 4:

В экономической части выпускной квалификационной выполнен расчет затрат на изготовление и определена себестоимость детали входящей в привод механизма блокировки межколесного дифференциала автомобиля повышенной проходимости. Рассчитана себестоимость изделия. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности инвестиций.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Целью данного раздела является выяснение всех опасных и вредных производственных факторов, которые с определенной вероятностью могут появиться при эксплуатации, ремонте и обслуживании автомобиля ВАЗ-2121 с приводом блокировки межколесного дифференциала.

5.1 Область применения

В данной работе выполнена модернизация заднего моста автомобиля ВАЗ-2121, обеспечивающая принудительную блокировку межколесного дифференциала. Данный агрегат предназначен в первую очередь для повышения эксплуатационных характеристик. Включение блокировки межколесного дифференциала возможно производить только при остановленном автомобиле.

5.2 Идентификация опасностей и оценка риска

При эксплуатации привода механизма блокировки могут возникнуть различные опасные и вредные производственные факторы, например: а) наличие сил трения во вращающихся элементах заднего моста легкового автомобиля является источником повышенных шумов, что оказывает отрицательное воздействие на организм водителя. Нормативные документы: ГОСТ 12.1.003–83 «Шум. Общие требования безопасности» [8], в котором определены основные характеристики производственных шумов и соответствующие им нормы шума на рабочих местах.

б) наличие в картере заднего моста трансмиссионного масла, применяемого для смазки вращающихся элементов, делают конструкцию пожароопасной. Так же пары масла и масляные туманы являются токсичными веществами, которые при попадании в организм человека могут привести к отравлению.

в) для включения привода блокировки дифференциала используется мотор-редуктор. Питание электропривода осуществляется от бортовой сети автомобиля напряжением 12В. Напряжение величиной 12В не представляет опасности для водителя и не требует мер для снижения рисков, но с конструкторской точки зрения для увеличения срока службы и снижения влияния вредных факторов окружающей среды можно применить усиленную экранировку электропроводки.

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

д) при ремонте и обслуживании заднего моста создается необходимость в разборке/сборке и демонтаже/монтаже элементов самого агрегата, что приводит к возникновению опасных факторов.

5.3 Меры, направленные на снижение риска

Все вращающиеся детали и узлы расположены внутри картера заднего моста. Это обеспечивает надежную работу элементов моста, их надлежащую смазку и позволяет снизить уровень шума при работе.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе был разработан привод блокировки межколесного дифференциала автомобиля повышенной проходимости.

Был проведен анализ отечественных и зарубежных конструкций приводов механизма блокировки дифференциала. Проведен тягово-динамический расчет автомобиля ВАЗ-2121, исходя из которого, был посчитан момент на муфте блокировки межколесного дифференциала. Посчитаны нажимная и возвратная пружина привода, пара винт-гайка. В процессе работы были сконструированы основные сборочные единицы и детали составных частей привода блокировки.

Выполнен расчет затрат на изготовление и определена себестоимость детали входящей в привод механизма блокировки межколесного дифференциала автомобиля повышенной проходимости. Рассчитана себестоимость изделия. Срок окупаемости составляет 2,9 лет.

Цель ВКР достигнута.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 <http://jeep.avtograd.ru/lockers/dana/gerodisk.htm>
- 2 <https://wiki.zr.ru/Вискомуфта>
- 3 https://wiki.zr.ru/Дифференциал_Torsen
- 4 Вахламов В.К. Автомобили: основы конструкции: учебник для студентов высших учебных заведений / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006 – 527с.
- 5 Технические характеристики автомобиля ВАЗ-2121 – <http://www.autoopt.ru/auto/encyclopedia/car/vaz/mark/vaz-2121/>
- 6 ГОСТ 13765-86. Пружины винтовые сжатия и растяжения из тали круглого сечения – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 5 с.
- 7 ГОСТ 24705-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. – 9 с.
- 8 ГОСТ 12.1.003–83 «Шум. Общие требования безопасности». М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. – 10 с.
- 9 ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам. – М.: Стандартиформ, 2011 – 10 с.
- 10 ГОСТ 2.304-81 ЕСКД. Шрифты чертежные. – М.: Стандартиформ, 2007 – 3 с.
- 11 ГОСТ 2.305-68 ЕСКД. Изображения - виды, разрезы, сечения. – М.: Стандартиформ, 1996 – 5 с.
- 12 ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах. – М.: Стандартиформ, 2007 – 7 с.
- 13 ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений. – М.: Стандартиформ, 2007 – 3 с.
- 14 ГОСТ 2.311-68 ЕСКД. Изображение резьбы. – М.: Стандартиформ, 2007 – 3 с.
- 15 ГОСТ 2.104-68 ЕСКД. Основные надписи. – М.: Стандартиформ, 2001 – 7 с.
- 16 ГОСТ 2.114-95 ЕСКД. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2000 – 11 с.
- 17 ГОСТ Р 50792-95. Болты с шестигранной головкой с резьбой до головки класса точности С. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2006 – 7 с.
- 18 ГОСТ ИСО 2795-2001. Подшипники скольжения. Металлокерамические втулки. Размеры и допуски. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2002 – 8 с.
- 19 ГОСТ 5929-70. Гайки шестигранные низкие класса точности А. Конструкция и размеры (с Изменениями N 2-7). – М.: Стандартиформ, 2010 – 6 с.
- 20 ГОСТ 6402-70 Шайбы пружинные. Технические условия (с Изменениями N 2, 3) – М.: Стандартиформ, 2006 – 7 с.

					23.03.02.2020.015.00.00 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61