

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Заочный факультет политехнического института  
Кафедра «Колесные и гусеничные машины»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_

«\_\_» июнь 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., профессор

\_\_\_\_\_ В. Н. Бондарь

«\_\_» июнь 2017 г.

Модернизация трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320 с увеличенной  
грузоподъемностью

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ–23.05.01.2017.717.000.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы:

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ В.И. Дуюн

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор работы

студент группы ПЗ-603

\_\_\_\_\_ Е.К. Тимаков

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ В. И. Дуюн

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 г.

Челябинск 2017

## АННОТАЦИЯ

Тимаков Е.К. Модернизация трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320 с увеличенной грузоподъемностью. - Челябинск: ЮУрГУ, 2017г. ПЗ - 97 страниц, библиографический список - 21 наименование.

После проведения анализа существующего автомобиля КамАЗ-5320, были предложены решения для увеличения его грузоподъемности на 1000 кг. Проведен тягово-динамический расчет автомобиля, а так же подобран новый двигатель и выполнено построение его внешней скоростной характеристики.

В процессе работы проведен анализ коробки передач и ведущих мостов автомобиля КамАЗ-5320. Сделаны геометрические и прочностные расчеты зубчатых передач данной коробки передач и главной передачи. Разработаны зубчатые передачи для новой коробки передач и главной передачи.

В выпускной квалификационной работе представлен технологический процесс на изготовление цилиндрического зубчатого колеса главной передачи. Рассчитан организационно-экономический раздел и приведены правила техники безопасности.

В результате модернизации максимальная скорость машины стала больше, следовательно, скоростные характеристики увеличились. Динамический фактор вырос с 0,0205 до 0,0295, что позволяет сделать вывод об улучшении динамических показателей.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разработал	<i>Тимаков Е.К.</i>				<i>Модернизация трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320 с увеличенной грузоподъемностью.</i>	Лит.	Лист	Листов
Проверил	<i>Двюн В.И.</i>						3	97
Н. Контр.	<i>Двюн В.И.</i>				<i>Кафедра КГМ</i>			
Утв.	<i>Бондарь В.Н.</i>							

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБЗОР АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ-5320 И ЕГО ОСНОВНЫЕ КОНКУРЕНТЫ.....	9
1.1 Автомобиль КамАЗ-5320.....	9
1.2 Основные конкуренты автомобиля КамАЗ-5320.....	12
1.2.1 Автомобиль МАЗ-6312.....	12
1.2.2 Автомобиль MAN TGL 12.180.....	14
1.2.3 Автомобиль Volvo FL 6.....	16
2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ.....	19
2.1 Анализ двигателя и тягово-динамических характеристик автомобиля КамАЗ-5320.....	19
2.1.1 Исходные данные автомобиля КамАЗ-5320.....	19
2.1.2 Построение внешней скоростной характеристики.....	20
2.1.3 Построение тяговой и динамической характеристик.....	22
2.1.4 Изменение в технической характеристике автомобиля КамАЗ-5320.....	27
2.1.5 Подбор нового двигателя и построение его внешней скоростной характеристики.....	27
2.1.6 Построение тяговой и динамической характеристик модернизированного автомобиля.....	30
2.1.7 Выбор передаточных чисел новой коробки передач.....	34
2.1.8 Выбор передаточного числа главной передачи.....	36
2.2 Геометрические и прочностные расчеты зубчатых передач.....	43
2.2.1 Геометрические расчеты зубчатых передач действующей коробки передач.....	43
2.2.2 Прочностные расчеты зубчатых передач действующей коробки передач.....	56
2.2.3 Геометрические и прочностные расчеты зубчатых передач действующей коробки передач с новым двигателем.....	63
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	72
4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	78
4.1 Расчетная себестоимость изготовления экспериментальной редуктора заднего моста автомобиля КамАЗ-5320.....	78
4.2 Анализ прогрессивности проектируемого редуктора заднего моста автомобиля КамАЗ-5320.....	78
4.3 Расчет затрат при производстве детали «Колесо зубчатое».....	80
4.4 План маркетинга.....	84
4.5 Оценка коммерческой состоятельности выпускной квалификационной работы.....	85
4.6 Оценка эффективности инвестиций.....	86
4.7 Срок окупаемости инвестиций.....	86
4.8 Точка безубыточности проекта.....	87
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	89
5.1 Техническое обслуживание.....	89
5.2 Периодичность технического обслуживания.....	89

5.3 Требования безопасности и предупреждения.....	89
5.4 Ремонт и регулировка коробки переключения передач.....	90
5.5 Ремонт и регулировка ведущих мостов.....	91
5.6 Основные правила техники безопасности.....	92
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	95
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	96

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

## ВВЕДЕНИЕ

КамАЗ (Камский автомобильный завод) – российская компания, производитель дизельных грузовых автомобилей и дизелей, действующий с 1976 года (рисунок 1). В настоящее время также выпускает автобусы, тракторы, комбайны, тепловые мини-электростанции и комплектующие. Основное производство расположено в городе Набережные Челны [1].

В 1960-х годах экономика СССР нуждалась в увеличении парка грузовых автомобилей, особенно современного типа с грузоподъемностью от 8 до 20 тонн с более экономичным дизельным двигателем. Существовавшие автомобильные заводы эту потребность восполнить не могли.

В августе 1969 года ЦК КПСС и Совет Министров СССР приняли ряд документов, в том числе Постановление № 674 от 14 августа 1969 «О строительстве комплекса автомобильных заводов в Набережных Челнах Татарской АССР». Заводы должны были специализироваться на производстве только большегрузных автомобилей. Строительству заводов в данном месте способствовало месторасположение города – в центре страны, наличие судоходных рек Камы и Волги, близость железной дороги – позволяли обеспечить будущий автогигант строительными материалами, сырьём, оборудованием и комплектующими. По первоначальному проекту, он должен был производить 150 тысяч большегрузных автомобилей и 250 тысяч двигателей в год.

В начале 70-х КамАЗ был объявлен ударной комсомольской стройкой. За 1970–1981 годы было освоено капитальных вложений на сумму 4,2 млрд. руб. (в том числе на строительные-монтажные работы – 1,8 млрд. руб.) и введено основных производственных фондов на сумму 3,9 млрд. руб. (что равно их стоимости на ЗИЛ, ГАЗ, ВАЗ, вместе взятых).



Рисунок 1 – Автомобильный завод КамАЗ

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6





Рисунок 2 – Автомобиль «Ока»

В 2010 году завод приступил к выпуску сельскохозяйственной и дорожно-строительной техники под торговой маркой CNH (Case New Holland, принадлежащая FIAT Group, – один из ведущих мировых производителей сельскохозяйственной и строительной техники). Объем выпуска грузовых автомобилей и шасси КамАЗ представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Объем производства автомобилей КамАЗ

Объем выпуска грузовых автомобилей и шасси	
Год	Объем выпуска, ед.
2015	29140
2014	38644
2013	42763
2011	45189
2010	32172
2009	23062
2008	51006
2007	52650

Команда «КАМАЗ-мастер» принимает активное участие в различных ралли, проводящихся в мире. КамАЗ становились победителями в подавляющем большинстве гонок ралли «Дакар» (ранее «Париж-Дакар») 14 раз.

# 1 ОБЗОР АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ-5320 И ЕГО ОСНОВНЫЕ КОНКУРЕНТЫ

## 1.1 Автомобиль КамАЗ-5320

КамАЗ-5320 – советский и российский трёхосный бортовой грузовой автомобиль-тягач с колёсной формулой 6×4, выпускавшийся Камским автомобильным заводом (КамАЗ) с 1976г. по 2001г. (рисунок 3). Стал первой по счёту моделью автомобиля под маркой КамАЗ. Предназначен в том числе и для постоянной работы автопоездом с прицепом. Кузов – металлическая платформа с открывающимися боковыми и задним бортами, а также тентом. Кабина – трёхместная, цельнометаллическая, откидывающаяся вперёд, оборудована местами крепления ремней безопасности. Основной прицеп – ГКБ 8350 того же типоразмера.



Рисунок 3 – Автомобиль КамАЗ-5320

Прототип будущего КамАЗ-5320 разрабатывался на ЗИЛ и назывался ЗИЛ-170. Первый ЗИЛ-170 был построен в 1968 году. На нем стоял двигатель Ярославского моторного завода. В качестве образца для прототипа, среди закупленных за рубежом для испытаний и выявления требуемого класса капотных и бескапотных аналогов, был выбран американский «International COF-220». В версии ЗИЛ кабина приобрела немного другие, более прямоугольные формы и изящный передок с решёткой воздухозаборника в правой части, а также 4 фары головного света. Уже в мае 1969 года первый опытный образец автомобиля ЗИЛ-170 прошёл первые испытания на участке Углич–Рыбинск. Но после принятия постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР «о строительстве комплекса

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9



заводов по производству большегрузных автомобилей в Набережных Челнах» дальнейшую разработку и последующую сборку ЗИЛ-170 было решено перенести на КамАЗ. Тогда же название машины поменяли на КамАЗ-5320. Первый опытный КамАЗ-5320 сошёл с конвейера в 1974 году.

Общая компоновка КамАЗ-5320 характерна для грузовых автомобилей того времени. Трёхместная кабина автомобиля располагается над двигателем и при помощи торсионного механизма откидывается вперёд, открывая доступ к двигателю. Двигатель, сцепление и коробка передач образуют единый силовой агрегат, установленный на передних, задних и поддерживающей опорах.

На автомобиле КамАЗ-5320 устанавливаются четырехтактные V-образные восьмицилиндровые дизели разработки Ярославского Моторного Завода 10,85 л, мощностью 180 или 210 л. с., при максимальном числе оборотов 2600 в минуту. Автоматический контроль за правильностью работы системы охлаждения осуществляют гидромурфта в приводе вентилятора и два термостата. Система охлаждения сделана закрытой и была рассчитана на постоянное использование охлаждающей жидкости "Тосол". Была введена система очистки воздуха с фильтром сухого типа и автоматическим отсосом пыли из фильтра посредством эжектора, действующего за счёт энергии отработавших газов. Среди других новшеств можно отметить коллоидно-графитовое покрытие юбок поршней, съёмные металлокерамические направляющие втулки для клапанов, молибденовое покрытие нижнего поршневого кольца, активно-реактивный глушитель шума выпуска. В силовых агрегатах КамАЗ-5320 использованы двухдисковые сцепления. В гидравлическом приводе механизма управления сцеплением имеется пневмоусилитель, облегчающий пользование педалью. Особенностью трансмиссии тягача КамАЗ является делитель, или мультипликатор – дополнительная двухступенчатая коробка передач, установленная после сцепления перед основной коробкой [2]. Одна передача делителя сделана прямой, а вторая – повышающей. Собственно коробка передач – пятиступенчатая, синхронизированная на второй, третьей, четвёртой и пятой передачах. Управление коробкой – дистанционное, с механическим приводом. В делителе передачи переключаются посредством пневматического привода. Карданная передача – открытого типа, состоит из двух трубчатых валов. Карданные шарниры на игольчатых подшипниках с постоянным запасом смазки. Главная передача ведущих мостов была сделана двойной: пара конических шестерён со спиральными зубьями и пара цилиндрических косозубых шестерён. В среднем мосте установлен блокируемый симметричный межосевой дифференциал.

Рессоры передней подвески (полуэллиптические, со скользящими задними концами) работают совместно с гидравлическими телескопическими амортизаторами двойного действия. Задняя подвеска – балансирного типа. Её рессоры тоже полуэллиптические, со скользящими передними и задними концами. Листы рессор имеют Т-образное сечение.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Автомобиль оснащён бездисковыми колёсами со съёмными бортовыми и замочными кольцами. Шины – радиального типа, 12-слойные, размером 260-508P (9,00-20), обычно – с универсальным рисунком протектора.

КамАЗ-5320 снабжён несколькими системами тормозов: рабочей, стояночной, вспомогательной и запасной. Тормозные механизмы всех колёс – барабанного типа, с двумя колодками. Привод рабочего тормоза – пневматический, двухконтурный, с отдельным действием для колёс передней оси и колёс задней тележки. На стоянке автомобиль удерживается тормозными механизмами колёс задней тележки, которые в этом случае приводятся в действие от пружинных энергоаккумуляторов. Механизмы вспомогательного тормоза установлены в приёмных трубах глушителя. Их действие основано на создании противодавления в системе выпуска газов посредством заслонок, перекрывающих проходные сечения. При аварийном отказе одной из основных систем автомобиль можно остановить запасным стояночным тормозом. Рабочими тормозами водитель управляет, нажимая на педаль, связанную рычагами и тягами с двухсекционным тормозным краном. Справа от сиденья водителя расположен кран с рукояткой стояночного тормоза. Запасная система включается вместе со стояночной, а вспомогательная – при помощи кнопочного выключателя, расположенного на полу кабины под рулевой колонкой.

Рулевое управление включает в себя гидроусилитель, объединённый с рулевым механизмом.

В задней части рамы находится буксирное приспособление с двусторонней амортизацией. Оно рассчитано на постоянную работу с прицепом общим весом до 11,5 тонн.

Технические характеристики:

1) Колёсная формула – 6×4

2) Габаритные размеры

Длина, м – 8,395

Ширина, м – 2,500

Высота, м – 2,830

База задней тележки, м – 1,320

Колея передних колёс, м – 2,010

Колея задних колёс, м – 1,850

Наименьший дорожный просвет, см – 34,5

Погрузочная высота, м – 1,370

3) Весовые параметры и нагрузки автомобиля

Снаряжённая масса, кг – 7500

Грузоподъёмность, кг – 8000

Максимальная масса буксируемого прицепа, кг – 8000

Полная масса, кг – 15 305

4) Двигатель

Модель – КамАЗ-740.10

Тип – дизельный атмосферный

Мощность, л. с. – 180 или 210

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Расположение и число цилиндров – V-образное, 8

Рабочий объём, л – 10,85

5) Коробка передач

Тип – механическая пятиступенчатая с двухступенчатым делителем (5×2)

Сцепление – сухое двухдисково

6) Кабина

Тип – расположенная над двигателем.

Исполнение – без спального места

7) Колеса и шины

Тип колёс – бездисковые

Тип шин – пневматические, камерные

Размер шин – 9.00R20 (260R508)

8) Платформа

Платформа бортовая, с металлическими откидными бортами

Внутренние размеры, мм – 5200х2320

9) Общие характеристики

Максимальная скорость, км/ч – 85

Средний расход топлива для автопоезда, л/100 км – 35

Запас топлива, л – 170

Угол преодолеваемого подъёма, не более, % – 30

Внешний габаритный радиус поворота, м – 9,3

Тормозной путь для автопоезда с полной нагрузкой со скорости 40 км/ч, м – 21

## 1.2 Основные конкуренты автомобиля КамАЗ-5320

### 1.2.1 Автомобиль МАЗ-6312

МАЗ-6312 (рисунок 4) представляет собой универсальное шасси, предназначенное для установки разнообразных приспособлений (фургонов, АТЗ, автолифтов, цистерн и других). Данный автомобиль, по сути, является магистральным грузовиком с колесной формулой 6×4.

Массовое распространение получила модификация МАЗ-6312, выполненная в тентованном варианте. К версии предусмотрено наличие специального оборудования, устанавливаемого по желанию клиента. Производитель предлагает брызгозащиту, независимый отопитель воздушного типа, магнитола и кондиционер. Опционально доступны изотермические платформы, позволяющие транспортировать медикаменты и скоропортящиеся питания. Открытая платформа необходима для перевозки морских и железнодорожных контейнеров. Довольно востребованной остается и версия с кузовом зерновоз, используемая для транспортировки зерна. Платформа данной модификации выполнена из металла. Сама конструкция состоит из металлических листов и строительного швеллера.

Модификации МАЗ-6312 для российского рынка комплектовались силовыми установками повышенной мощности. Колесная формула 6×4 и наличие трех осей

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

обеспечивали равномерное распределение массы груза по поверхности платформы и сокращает нагрузку на каждую из осей. Кроме того, подобная компоновка увеличивает проходимость. Дополнительно автомобиль оснащался системами ASR и ABS, позволяющими остановить тяжелый грузовик на любой поверхности и при любой скорости.

В настоящее время модели серии МАЗ-6312 являются отличным вариантом для организаций, занимающихся строительством и международными перевозками. Доступная цена автомобиля и высокая ремонтпригодность позволяют сэкономить достаточное количество средств. В комбинации с прицепом модель может перевозить грузы большой массы. При этом она еще и имеет грузовой отсек повышенной вместимости, что нехарактерно для седельных тягачей. Универсальность и маневренность грузовика позволяют использовать его в различных условиях.



Рисунок 4 – Автомобиль МАЗ-6312

Допустимая масса МАЗ-6312 равняется 26500 кг, в составе автопоезда – 48000 кг. Грузоподъемность модели составляет 14300 кг. При этом на переднюю ось приходится 7500 кг, на заднюю – 19000 кг.

Габаритные размеры автомобиля:

- длина – 7300 мм;
- ширина – 2480 мм;
- высота – 2660 мм;

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

- колесная база – 4400 мм.

Автомобиль способен разогнаться до 100 км/час (при наличии ограничителя – до 85 км/час)

Объем топливного бака модели составляет 500 л. В незагруженном состоянии на каждые 100 км пути грузовик потребляет порядка 30 л топлива. Каждая тонна груза добавляет по 3–5 л к данному показателю. В результате расход может возрасти до 50 л.

Двигатель МАЗ-6312 оснащается дизельным агрегатом «ЯМЗ-6582.10», выполненным в соответствии с требованиями стандарта «Евро-3». Силовая установка выпускается по лицензии «Рено–Тракс» и отличается высокой надежностью. В отличие от аналогов, имеющих V-образное расположение цилиндров, в «ЯМЗ-6582.10» оно рядное. Данное изменение позволяет сократить потребление топлива на 2-3% и делает двигатель более «резвым». Номинальная мощность агрегата «ЯМЗ-6582.10» составляет 330 л.с.

МАЗ-6312 оборудуется 9-ступенчатой коробкой передач, отличающейся повышенной надежностью. Данная КП не требует больших усилий при переключении рычага, обеспечивая комфорт в управлении. Объем грузового отсека автомобиля достигает 46 кубометров. Для седельных тягачей показатель является рекордным. Модель имеет большую грузоподъемность. Однако мощный мотор и современная коробка передач позволяют без особых затруднений транспортировать грузы с массой, на 1–2 тонны превышающей предельно допустимую. Правда, для увеличения объема перевозимого груза специалисты рекомендуют применять прицепы.

### 1.2.2 Автомобиль MAN TGL 12.180

Автомобильное шасси MAN TGL (рисунок 5), поставляется покупателем в комплектации с боковой и задней противоподкатной защитой, ответными кронштейнами для крепления фургона.

Внутренние размеры фургона: длина – 7090 мм, ширина – 2480 мм, высота – 2680 мм. Габаритные размеры фургона: длина – 7200 мм, ширина – 2550 мм, высота – 2800 мм. Основание фургона обработанное методом горячего оцинкования. Предварительно все стальные части конструкции подвергаются дробеструйной обработке.

Передние стойки стационарные усиленные (соединены с передней стенкой). Бортовые алюминиевые усиленные секции высотой 600 мм. Задние стойки усиленные стационарные.

Промежуточные стойки – производства Польша, передвижные (на роликах), с возможностью монтажа каркаса для тента. В передней части платформы выполнена глухая стенка. В задней части фургона распашные двухстворчатые ворота (алюминиевый профиль, фурнитура импортная, запорный механизм штангового типа, установлено по два запорных комплекта на каждую дверь). Предусмотрены отбойники и фиксаторы дверей в открытом положении.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Пол – ламинированная фанера 27 мм, с антискользящим покрытием. По периметру пола установлены такелажные кольца, утопленные в пол, для фиксации груза (допустимая нагрузка на кольцо до 2000кг).

Тент выполнен из импортной ткани (из специального материала, 12×12 сетка, усиленная на внутренней полосе, вертикально и горизонтально, сбоку натянут тент механизмом натяжки, который крепится к боковой кромке кузова).

Установлен импортный механизм с направляющими для сдвигания тента: крыша и боковые стороны сдвигаются раздельно. Внутри фургона выполнена отбортовка из доски.

Бортовой автомобиль оборудован боковыми габаритными фонарями, питание от электросети автомобиля.



Рисунок 5 – Автомобиль MAN TGL 12.180

Стандартные данные: шасси MAN TGL 12.180 4x2 BL, страна производства – Австрия, норма токсичности – Евро-5, колесная база – 5550 мм, свес – 30755 мм. Разрешенные массы и осевые нагрузки: полная масса шасси - 11 990 кг, передний мост – 4 400 кг, задний мост – 8 400 кг.

Двигатель D0834LFL64 180 л.с. 132 кВт Евро-5 700 Нм Common-Rail, OBD2, жидкостной радиатор и интеркулер, вентилятор с вязкостной муфтой, управление двигателем EDS, дополнительный топливный фильтр SEPAR обогреваемый с водоотделителем, 1-цилиндровый воздушный компрессор 238 куб.см, моторный тормоз, электрофакельное устройство облегчения холодного пуска, сцепление диаметром 395 мм, электронный ограничитель скорости, круиз контроль, меры по снижению уровня шума 78дБ.

Коробка передач ZF 6S-800 OD, выключатель нейтрального положения.

Передний мост VOK-05 с изгибом, параболические передние рессоры 4,4 т, стабилизатор передний оси. Задняя пневмоподвеска 8,4 т, задний мост с гипойдной главной передачей HY-0925, блокировка дифференциала заднего моста, система пневмоподвески ECAS.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Колесные диски с 6 отверстиями 6,75-17,5, боковой кронштейн с левой стороны для запасного колеса, шины WA 245/70R17,5.

Топливный бак 180 литров с права, сетчатый фильтр топливного бака, цепь для крышки с замком топливного бака.

Рулевое управление с гидроусилителем, регулируемое по высоте и наклону рулевое колесо, бачок ГУР с измерительным шупом, замок вала рулевого колеса.

Колесная база 5550 мм, задний свес 3075 мм, задний противоподкатный брус, передний противоподкатный брус, без бокового защитного устройства, пластиковый бампер, задняя траверса.

Тормозная система MAN BrakeMatic (электронная тормозная система), антиблокировочная система ABS, дисковые тормоза передней оси, дисковые тормоза задней оси, осушитель воздуха с подогревом.

Кабина L ширина 2240 мм длина 2280 мм, без ящика для дверей, спойлер на крыше, пружинная подвеска для кабины C, ветровое стекло тонированное многослойное, стекла дверей тонированные, без подъемного люка, панорамное зеркало справа с подогревом. Обивка сидений стандартное, комфортное сиденье водителя с пневматической амортизацией, статическое сиденье пассажира без регулировки, кондиционер, подлокотники водителя, спального места водителя. Цифровой тахограф, MAN Tronic цифровой компьютер. Освещение: корректор фар, стояночные фонари, боковые габаритные фонари. Магнитола MAN CD 24 В. Электрооборудование: однотональный звуковой сигнал, АКБ 12 В 175Ач 2 шт., генератор трехфазный ток 28 В 120 А 3360 Вт., стеклоомыватель электрический.

### 1.2.3 Автомобиль Volvo FL 6

Грузовики Volvo FL 6 – это автомобили с вынесенной вперед и низко расположенной кабиной, облегчающей посадку водителя. Всего предусмотрено два основных варианта исполнения кабины: дневная и с одним спальным местом. Кроме того, в ограниченных партиях выпускались Volvo FL 6 (рисунок 6) с удлиненной кабиной, предназначенной для пожарных команд и прочих служб. Габариты кабины весьма компактны: общая высота грузовика составляет порядка 2300 мм, а ширина – 2460 мм. Правда, сразу оговоримся, что габариты могут немного изменяться в зависимости от модификации грузовика. В своем максимальном «рефрежераторном» исполнении Volvo FL 6 может достигать 7700 мм длины (при 4900 мм колесной базы) и перевозить почти 15 тонн груза. Внешность Volvo FL 6 хоть и не пестрит модными нынче аэродинамическими округлостями, но все же весьма привлекательна. Единственный явный минус – это расположение повторителя поворотов на крыле, который можно легко сбить ногой при посадке или высадке из кабины.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 6 – Автомобиль Volvo FL 6

Если говорить о технических характеристиках, то для грузовиков Volvo FL6 производитель подготовил сразу несколько двигателей, но главным из них является дизельный силовой агрегат D6B, выпускавшийся в трех модификациях. Именно эта силовая установка устанавливалась на большинство грузовиков семейства FL6, имела шесть цилиндров с общим рабочим объемом 5,5 литра (5480 см<sup>3</sup>) и оснащалась турбонаддувом с промежуточным охлаждением воздуха. Двигатель изготавливался из чугуна, комплектовался 12-клапанной системой впуска/выпуска типа OHV, топливной системой с роторным ТНВД EDC и водяной системой охлаждения. Диаметр цилиндров мотора D6B составляет 98,425 мм, ход поршней равен 120 мм, а коэффициент сжатия в камерах сгорания достигает отметки 19.01. Как уже упоминалось выше, данный силовой агрегат выполнялся в трех модификациях. Младшая имела 180 л.с. (132 кВт) мощности и 575 Нм крутящего момента; средняя развивала до 220 л.с. (162 кВт) мощности при 700 Нм крутящего момента, ну а старшая выдавала все 250 л.с. (184 кВт) мощности, а также 825 Нм крутящего момента. Габариты двигателя составляют 1171x605x995 мм, а сухой вес равен 580 кг.

На ранней стадии выпуска грузовиков Volvo FL6, особенно модификаций с бортовой платформой, часто применялся более старый двигатель марки D6A, развивавший 171 л.с. максимальной мощности. Кроме того, на некоторых модификациях применялись силовые агрегаты TD 61 G и TD 61 GA, имевшие 147 л.с. мощности, а также двигатели TD 63 ES и TD 61 F, имевшие соответственно 209 и 204 л.с. мощности. В начале 2000-х, двигатель D6B подвергся обновлению, заключающемуся в установке системы электронного впрыска топлива и целом



ряде мелких доработок, позволивших повысить уровень экологичности силового агрегата до требований стандарта Евро-3.

К трем модификациям основного двигателя производитель предлагает целых девять вариантов исполнения коробки передач. Впрочем, разнообразие базируется на незначительных отличиях разных модификаций двух видов КПП: механической 9-ступенчатой ZF Friedrichshafen AG и 5-ступенчатого «автомата» Allison.

Не менее впечатлительное разнообразие наблюдается и в подвеске грузовиков Volvo FL6. На всех осях она непременно пневматическая, что позволяет легко регулировать высоту дорожного просвета. А вот самих осей может быть несколько: предусмотрены как двухосные модификации, так и трехосные модели. Рама грузовика выполняется в четырех вариациях, адаптированных под разные типы задач. Задний мост предлагается в шести вариациях, а диаметр колес варьируется в диапазоне от 17,5 до 22,5 дюймов. Обильное разнообразие отрывает широкие возможности для подбора нужных эксплуатационных качеств грузовиков Volvo FL6 под нужды заказчика, что явилось одним из факторов высокой популярности данной линейки автомобилей.

Управляемость грузовиков Volvo FL6 можно смело назвать эталонной: автомобиль уверенно проходит повороты даже на высокой скорости (90 – 110 км/час), а увеличенный градус поворота передних колес (до 52 градусов) позволяет легко маневрировать на стоянке при разгрузке/погрузке грузов.

Весьма тщательно разработчики подошли и к вопросам обеспечения безопасности во время движения Volvo FL 6. Грузовики этой линейки одними из первых получили надежные дисковые тормоза на всех колесах, а также системы ABS и EBD. Кроме того, в качестве дополнительной опции дилерами предлагалась установка подушки безопасности в рулевом колесе, что по меркам того времени было невероятной роскошью.

Грузовики Volvo семейства FL6 выпускались сразу в нескольких классах. В легком классе весом от 7 до 11 тонн данная линейка грузовиков была представлена модификацией FL6L. В среднем классе (14 тонн) солировал FL6M, а в группу тяжеловесов изначально был отправлен Вольво FL6H, ставший на тот момент самым легким в своем классе, но очень скоро замененный на 18-тонную модификацию. Последняя стала базой для создания самого тяжеловесного грузовика линейки — трехосного FL6E, имевшего полную массу в 26 тонн.

Вывод: В данном разделе были рассмотрены автомобили КамАЗ-5320, МАЗ-6312, MAN TGL 12.180, Volvo FL 6 их описание, история создания и технические характеристики.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

## 2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

### 2.1 Анализ двигателя и тягово-динамических характеристик автомобиля КамАЗ-5320

#### 2.1.1 Исходные данные автомобиля КамАЗ-5320

Таблица 2 – Исходные данные автомобиля КамАЗ-5320

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
1	Полная масса	$m_a$	кг	15305
2	Грузоподъемность	$m_z$	кг	8000
3	Максимальная мощность двигателя	$N_{max}$	кВт	154
4	Частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности	$n$	мин <sup>-1</sup>	2600
5	Максимальный крутящий момент двигателя	$M_{max}$	Нм	637
6	Частота вращения коленчатого вала двигателя: при максимальном крутящем моменте, при режиме холостого хода.	$\omega_m$	мин <sup>-1</sup>	1600-1800
		$\omega_m$	мин <sup>-1</sup>	600
7	Распределение собственной массы: на переднюю ось, на заднюю ось.	$m_n$	кг	4375
		$m_3$	кг	10930
8	Передаточное число главной передачи	$i_0$	-	6,53
9	Максимальная скорость	$V_{max}$	км/ч	85-90
10	КПД трансмиссии	$\eta_{mp}$	-	0,8
11	Передаточные числа КПП: первая передача, вторая передача, третья передача, четвёртая передача, пятая передача.	$i_1$	-	6,38
		$i_2$	-	3,29
		$i_3$	-	2,04
		$i_4$	-	1,25
		$i_5$	-	0,815

## 2.1.2 Построение внешней скоростной характеристики

Внешней скоростной характеристикой называют зависимости эффективной мощности  $N_e$  и эффективного крутящего момента  $M_e$  двигателя от угловой скорости коленчатого вала или частоты вращения  $n$ .

Внешняя скоростная характеристика может быть получена из решения следующей эмпирической формулы:

$$N_m = N_{\max} \left[ a \frac{n_m}{n_N} + b \left( \frac{n_m}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_m}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где  $N_m$  – текущее значение мощности, кВт;

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

$n_m$  – текущее значение числа оборотов вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$n_N$  – максимальное значение числа оборотов вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$a, b, c$  – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания (для дизельного ДВС  $a = 0,7; b = 1,3; c = 1$ ).

$$n_{\min} = 600 \text{ мин}^{-1}; \quad n_N = 2600 \text{ мин}^{-1}.$$

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 ввиду, что:

$$M_m = \frac{1000N_m}{\omega_m} = 1000N_m \left( \frac{30}{\pi \cdot n_m} \right) \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2)$$

$$M_m = \frac{30000N_m}{\pi \cdot n_m} = 9550 \frac{N_m}{n_m} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3)$$

где  $\omega_m$  – угловая частота вращения коленчатого вала, 1/с;

$M_m$  – текущее значение крутящего момента, Н·м.

Результаты расчета занесем в таблицу 3 [3].

Таблица 3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя КамАЗ-740.10

Частота вращения коленчатого вала $n_m$ , мин <sup>-1</sup>	Мощность $N_m$ , кВт	Крутящий момент $M_m$ , Н·м
600	34	536
800	48	569
1000	62	595

Окончание таблицы 3

1200	77	615
1400	92	628
1600	106	634
1800	120	634
2000	131	627
2200	141	613
2400	149	593
2600	154	566

График зависимости  $N_m = f(n_m)$  и  $M_m = f(n_m)$  представлен на рисунке 7.

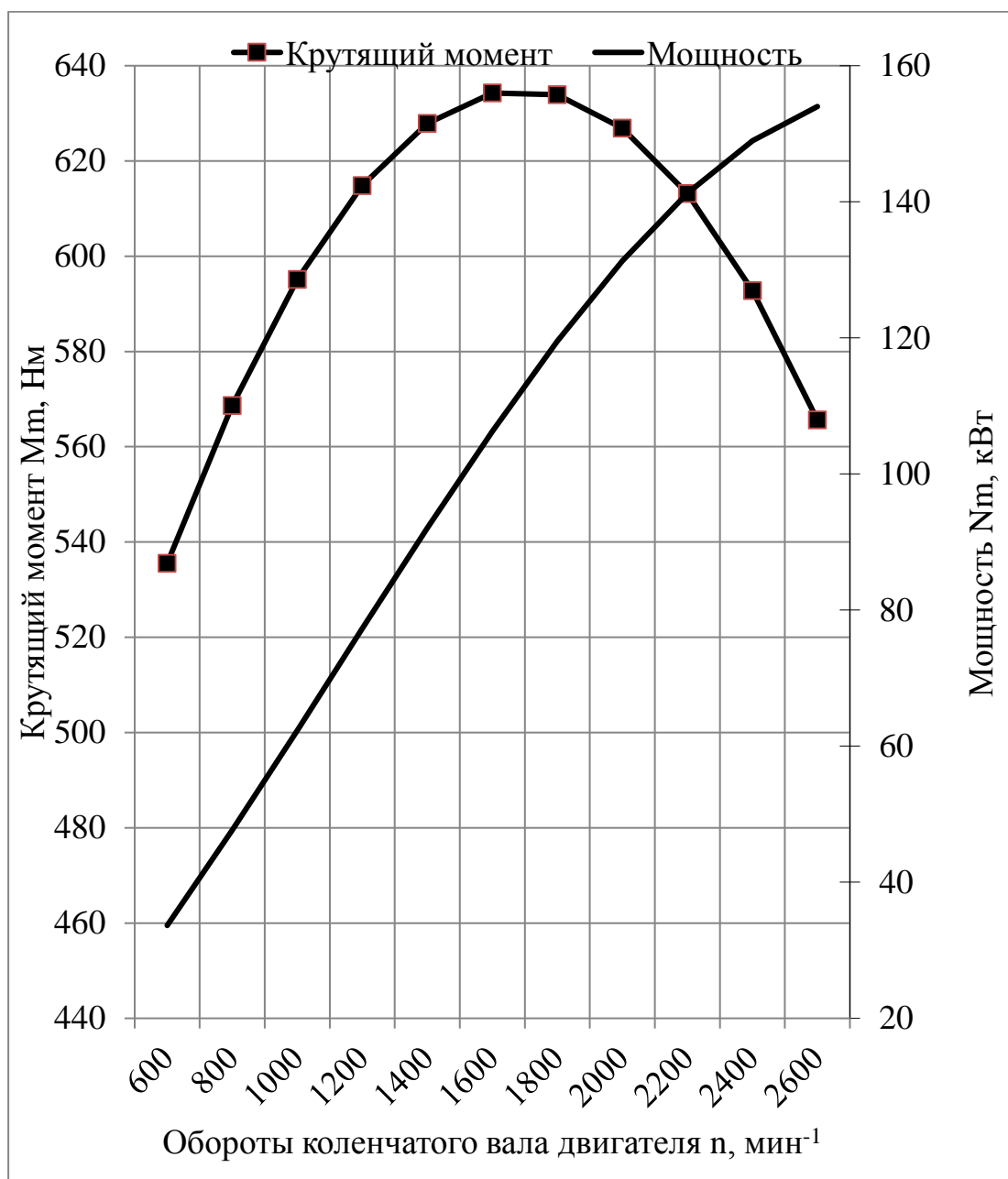


Рисунок 7 – Внешняя скоростная характеристика двигателя КамАЗ-740.10

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

### 2.1.3 Построение тяговой и динамической характеристик

Тяговая и динамическая характеристика представляют собой графики зависимостей  $P_k = f(V)$  и  $D = f(V)$  на всех передачах:

а) сила тяги на колесе

$$P_k = \frac{M_m i_{mp} \eta_{mp}}{r_D}, \quad (4)$$

где  $P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

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

$\eta_{mp}$  – КПД трансмиссии;

$M_m$  – текущее значение крутящего момента, Н·м;

$r_D$  – радиус качения колеса ( $r_D \approx r_k$  при движении без пробуксовывания),

$$r_k = 0,5d + \lambda_{ш} H, \quad (5)$$

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.

$$r_k = 0,5 \cdot 0,508 + 0,9 \cdot 0,260 = 0,488 \text{ м.}$$

б) скорость движения

$$V = 0,376 \frac{r_k n_m}{i_{mp}}, \quad (6)$$

где  $V$  – скорость движения, км/ч;

$n_m$  – текущее значение числа оборотов вала двигателя, об/мин.

в) сила сопротивления воздуха

$$P_w = \frac{kF \cdot V^2}{13} (1 + k_3 \Pi), \quad (7)$$

где  $P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$V$  – текущая скорость движения, км/ч;

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

$k_s$  – коэффициент, учитывающий влияние прицепа или полуприцепа на сопротивление воздуха ( $k_s = 0,4...0,5$ );

$kF$  – фактор обтекаемости,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ , ( $kF = 1,8...3,5$ ).

Динамический фактор

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (8)$$

где  $D$  – динамический фактор;

$P_k$  – сила тяги на колесе, Н;

$P_w$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$G_a$  – полный вес автомобиля, Н.

Вычисленные значения внесем в таблицу 4.

Таблица 4 – Тяговая и динамическая характеристика автомобиля

$n$ , об/мин	$V$ , м/с	$V$ , км/ч	$P_k$ , Н	$P_w$ , Н	$D$
Движение на I передаче					
600	0,74	2,64	36575,31	1,61	0,2438
800	0,99	3,52	38838,41	2,87	0,2589
1000	1,23	4,40	40644,32	4,48	0,2710
1200	1,48	5,29	41993,03	6,45	0,2799
1400	1,73	6,17	42884,55	8,77	0,2859
1600	1,97	7,05	43318,89	11,46	0,2888
1800	2,22	7,93	43296,03	14,50	0,2886
2000	2,47	8,81	42815,98	17,91	0,2853
2200	2,71	9,69	41878,73	21,67	0,2791
2400	2,96	10,57	40484,3	25,78	0,2697
2600	3,21	11,45	38632,67	30,26	0,2574
Движение на II передаче					
600	1,43	5,12	18860,94	6,06	0,1257
800	1,91	6,83	20027,96	10,77	0,1335
1000	2,39	8,54	20959,22	16,83	0,1396
1200	2,87	10,25	21654,71	24,24	0,1442
1400	3,35	11,96	22114,45	32,99	0,1472
1600	3,83	13,67	22338,42	43,09	0,1486
1800	4,31	15,37	22326,63	54,54	0,1485
2000	4,78	17,08	22079,08	67,33	0,1468
2200	5,26	18,79	21595,77	81,47	0,1434
2400	5,74	20,50	20876,7	96,96	0,1385
2600	6,22	22,21	19921,86	113,79	0,1321

## Окончание таблицы 4

Движение на III передаче					
600	600	600	600	600	600
800	800	800	800	800	800
1000	1000	1000	1000	1000	1000
1200	1200	1200	1200	1200	1200
1400	1400	1400	1400	1400	1400
1600	1600	1600	1600	1600	1600
1800	1800	1800	1800	1800	1800
2000	2000	2000	2000	2000	2000
2200	2200	2200	2200	2200	2200
2400	2400	2400	2400	2400	2400
2600	2600	2600	2600	2600	2600
Движение на IV передаче					
600	3,78	13,49	7166,01	41,98	0,0475
800	5,04	17,98	7609,406	74,63	0,0502
1000	6,29	22,48	7963,228	116,61	0,0523
1200	7,55	26,98	8227,475	167,92	0,0537
1400	8,81	31,47	8402,146	228,56	0,0545
1600	10,07	35,97	8487,243	298,53	0,0546
1800	11,33	40,46	8482,764	377,83	0,0540
2000	12,59	44,96	8388,71	466,45	0,0528
2200	13,85	49,46	8205,081	564,40	0,0509
2400	15,11	53,95	7931,877	671,69	0,0484
2600	16,37	58,44	7569,098	788,30	0,0452
Движение на V передаче					
600	5,79	20,69	4672,238	98,75	0,0305
800	7,72	27,58	4961,333	175,56	0,0319
1000	9,65	34,48	5192,025	274,32	0,0327
1200	11,58	41,37	5364,314	395,02	0,0331
1400	13,52	48,27	5478,199	537,66	0,0329
1600	15,45	55,16	5533,682	702,25	0,0322
1800	17,38	62,06	5530,762	888,79	0,0309
2000	19,31	68,96	5469,439	1097,26	0,0292
2200	21,24	75,85	5349,713	1327,69	0,0268
2400	23,17	82,75	5171,584	1580,06	0,0239
2600	25,10	89,64	4935,052	1854,38	0,0205

Строим графики зависимостей  $P_k = f(V)$  и  $P_w = f(V)$  рисунок 8;  $\Psi = f(V)$  и  $D = f(V)$  рисунок 9.

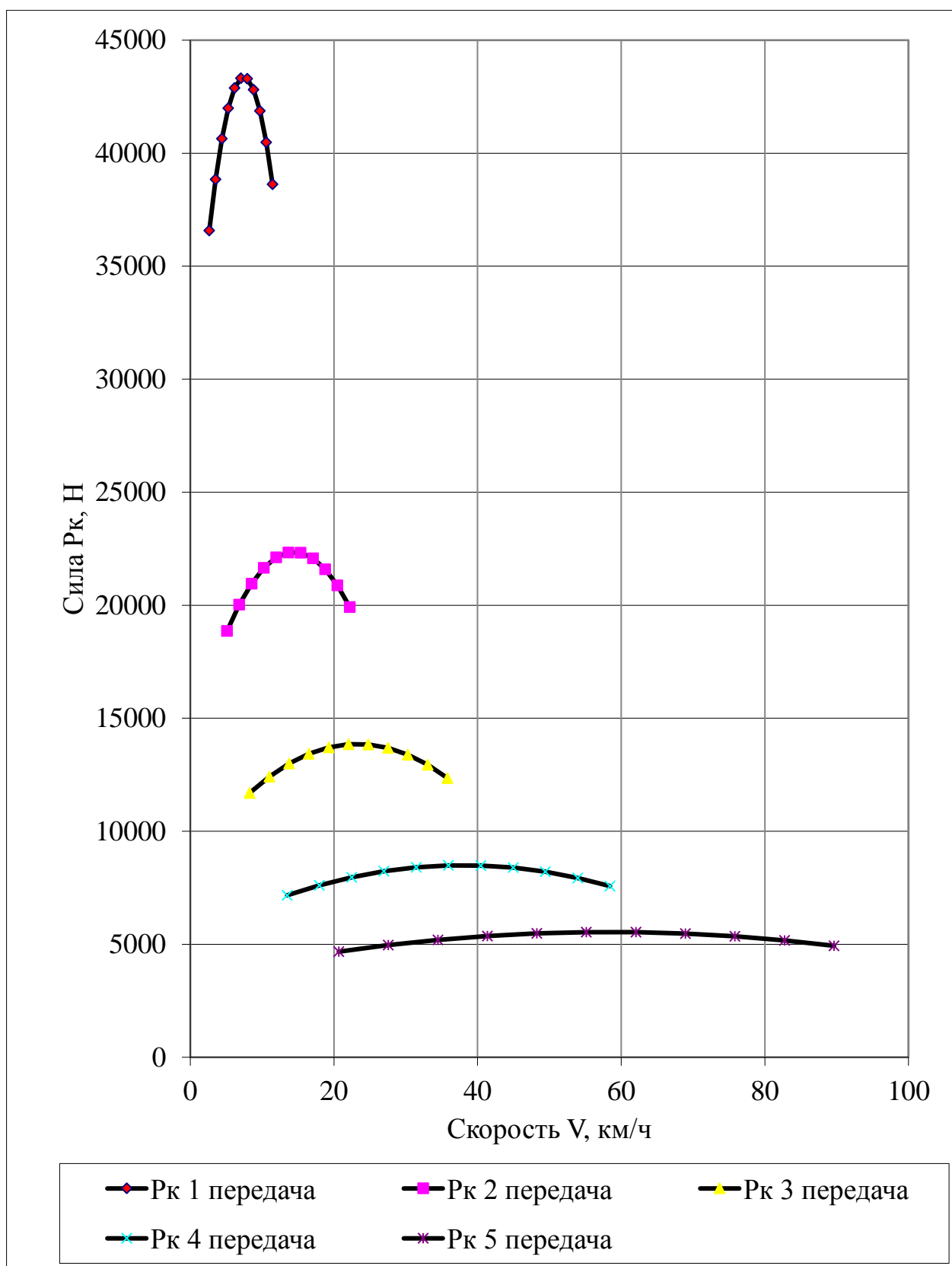


Рисунок 8 – Тяговый баланс автомобиля



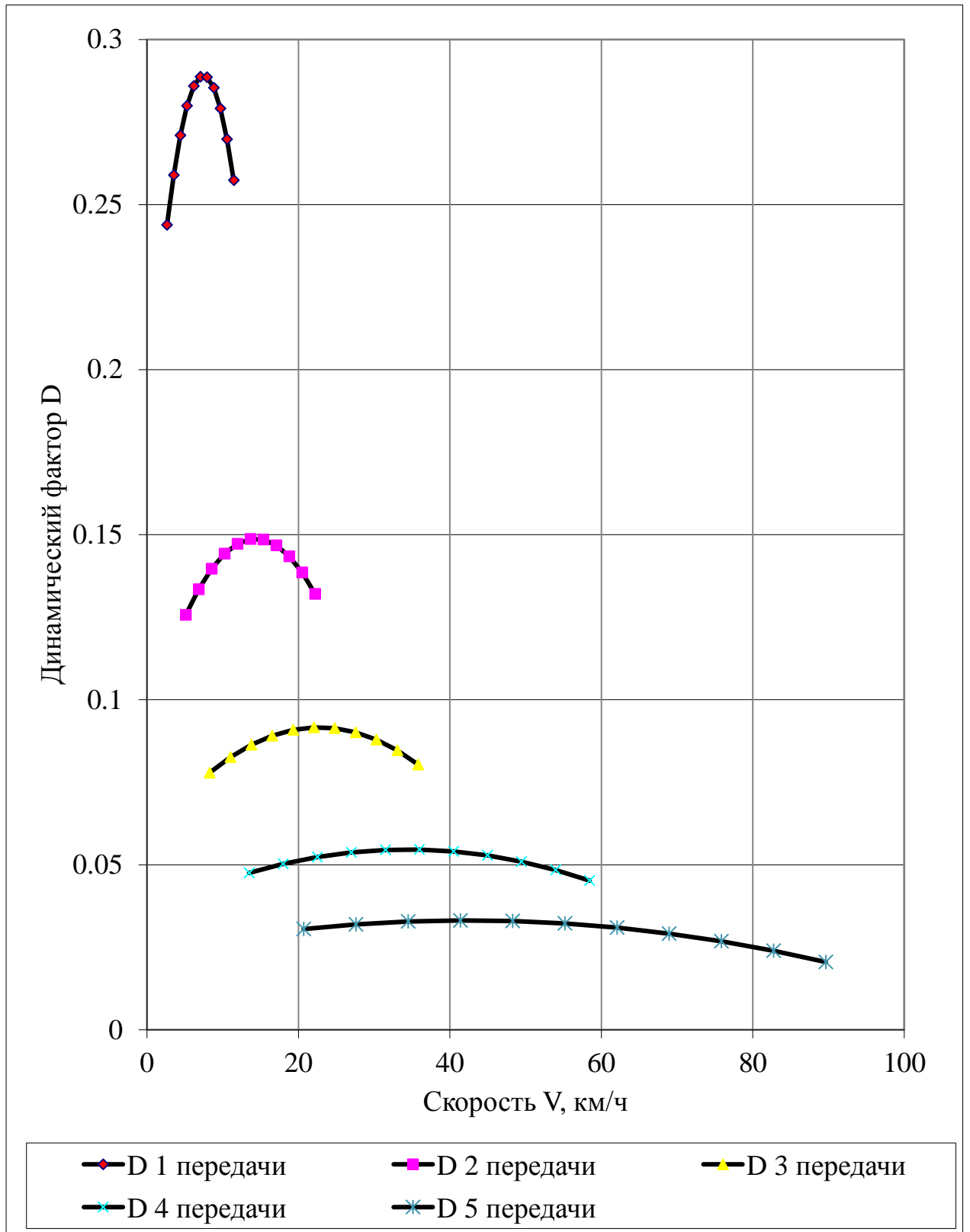


Рисунок 9 – Динамический баланс автомобиля

## 2.1.4 Изменение в технической характеристике автомобиля КамАЗ-5320

На новом разработанном автомобиле увеличили грузоподъемность и массу на 1000 кг соответственно, при этом скорость автомобиля увеличим до 95 км/ч. Внесенные изменения представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Изменения в технической характеристике автомобиля

№	Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
1	Масса автомобиля (+10%)	$m_a$	кг	1000
2	Грузоподъемность автомобиля (+10%)	$m_z$	кг	1000
3	Максимальная скорость (+5%)	$V_{\max}$	км/ч	95

## 2.1.5 Подбор нового двигателя и построение его внешней скоростной характеристики

Определим максимальную мощность двигателя  $N_{\max}$ . Для этого сначала найдем мощность двигателя при выбранной максимальной скорости автомобиля при движении на горизонтальной асфальтобетонной дороге. Мощность двигателя при  $V_{\max}$  рассчитаем по формуле:

$$N_{V_{\max}} = \frac{\Psi_{V_{\max}} G_a \frac{V_{\max}}{3,6} + kF \left( \frac{V_{\max}}{3,6} \right)^3}{1000 \eta_{mpV_{\max}}}, \quad (9)$$

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, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>, ( $kF = 1,8...3,5$ );

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

$\eta_{mpV_{\max}}$  – КПД трансмиссии, ( $\eta_{mpV_{\max}} = 0,8...0,9$ ).

$$\Psi_{V_{\max}} = f = f_0 (1 + k_1 V_{\max}^2), \quad (10)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качения для асфальто–бетона, относящийся к малым скоростям,  $f_0 = 0,012...0,015$ ;

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

$$\Psi_{V_{\max}} = f = 0,015(1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 95^2) = 0,023$$

$$G_a = m_a g, \quad (11)$$

$$G_a = 17305 \cdot 9,8 = 169589 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя при максимальной скорости:

$$N_{V_{\max}} = \frac{0,023 \cdot 169589 \frac{95}{3,6} + 3,5 \left( \frac{95}{3,6} \right)^3}{1000 \cdot 0,8} = 209 \text{ кВт.}$$

На транспортных автомобилях, устанавливается двигатель несколько завышенной мощности, для того, чтобы создать собственную приспособляемость к внешним перегрузкам и уменьшить количество вынужденных переключений передач.

Рассчитав мощность  $N_{V_{\max}}$  двигателя, необходимую для обеспечения максимальной скорости проектируемого автомобиля в заданных условиях эксплуатации, определяем максимальную мощность  $N_{\max}$  двигателя.

На транспортных автомобилях, особенно на грузовых, устанавливается двигатель несколько завышенной мощности для того, чтобы создать собственную приспособляемость его к внешним перегрузкам и уменьшить количество вынужденных переключений передач [4].

Для дизелей:

$$N_{\max} = 1,1 \dots 1,25 N_{V_{\max}}, \quad (12)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 209 = 230 \text{ кВт.}$$

По полученным данным выбираем двигатель КамАЗ-740.51-320, результаты расчёта внешней скоростной характеристики которого представлены в таблице 6, по которой был построен график рисунок 10.

Таблица 6 – Внешняя скоростная характеристика двигателя КамАЗ-740.51-320

Частота вращения коленчатого вала $n_m$ , мин <sup>-1</sup>	Мощность $N_m$ , кВт	Крутящий момент $M_m$ , Н·м
600	63	999
800	89	1061
1000	116	1106

Окончание таблицы 6

1200	143	1134
1400	168	1145
1600	191	1139
1800	210	1116
2000	226	1077
2200	235	1020

График зависимости  $N_m = f(n_m)$  и  $M_m = f(n_m)$  представлен на рисунке 10.

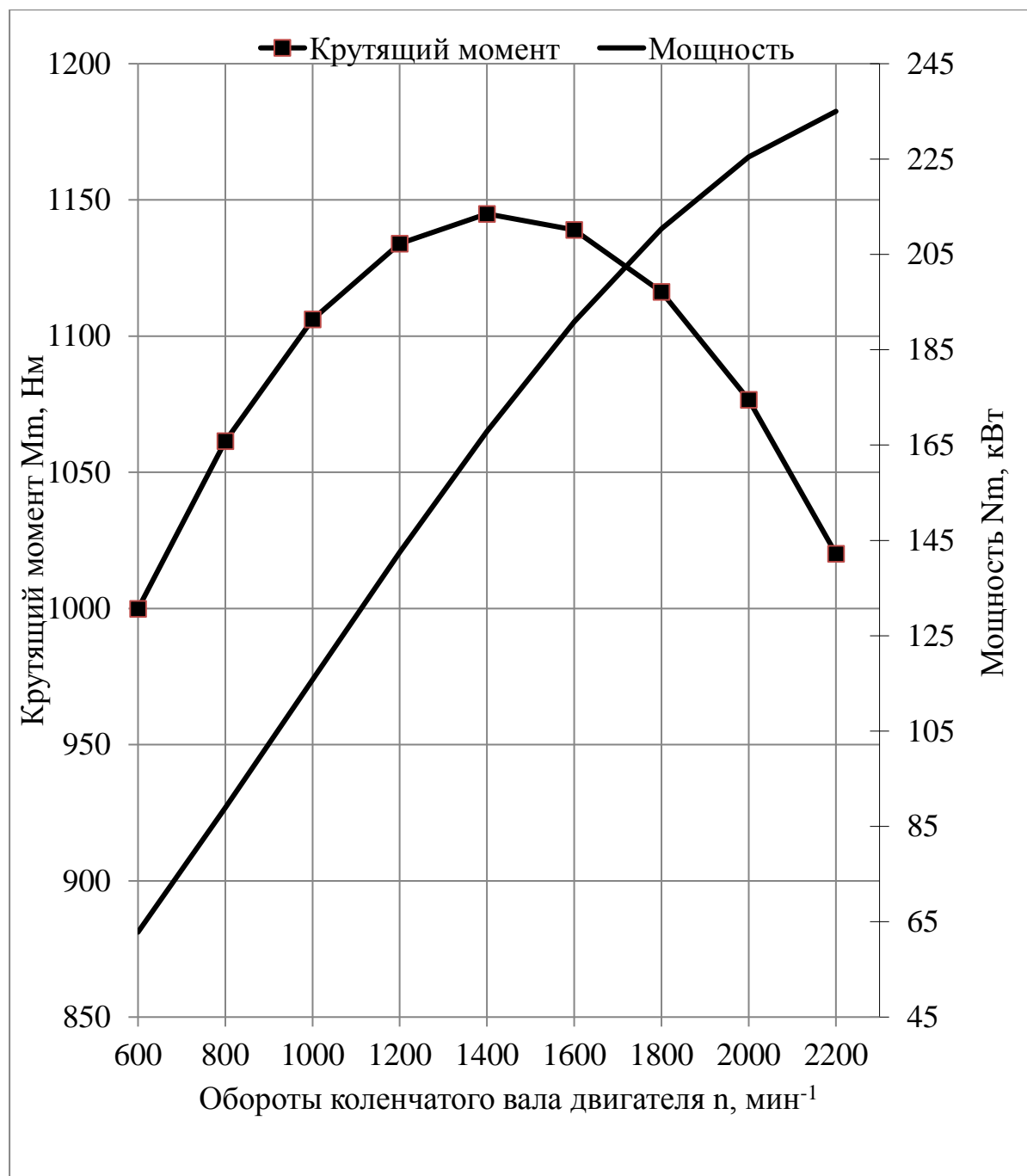


Рисунок 10 – Внешняя скоростная характеристика двигателя КамАЗ-740.51-320

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

## 2.1.6 Построение тяговой и динамической характеристик модернизированного автомобиля

Расчёты тяговой и динамической характеристик модернизированного автомобиля были рассчитаны по аналогии с пунктом 2.1.3, результаты расчета приведены в таблице 7. Тяговая характеристика представлена на рисунке 11, динамическая характеристика представлена на рисунке 12.

Таблица 7 – Результаты расчетов модернизированного автомобиля

$n$ , об/мин	$V$ , м/с	$V$ , км/ч	$P_k$ , Н	$P_w$ , Н	$D$
Движение на I передаче					
600	0,97	3,46	52190,46	2,76	0,3077
800	1,29	4,61	55402,85	4,91	0,3267
1000	1,61	5,76	57735,14	7,66	0,3404
1200	1,94	6,92	59187,32	11,04	0,3489
1400	2,26	8,07	59759,39	15,02	0,3523
1600	2,58	9,22	59451,35	19,62	0,3505
1800	2,90	10,37	58263,21	24,83	0,3434
2000	3,23	11,53	56194,95	30,66	0,3312
2200	3,55	12,68	53246,59	37,09	0,3138
Движение на II передаче					
600	1,88	6,71	26914,8	10,37	0,1587
800	2,50	8,94	28571,45	18,44	0,1684
1000	3,13	11,17	29774,22	28,82	0,1754
1200	3,76	13,40	30523,11	41,50	0,1797
1400	4,38	15,65	30818,13	56,48	0,1814
1600	5,01	17,88	30659,27	73,77	0,1804
1800	5,63	20,11	30046,54	93,37	0,1766
2000	6,26	22,35	28979,93	115,27	0,1702
2200	6,88	24,58	27459,45	139,47	0,1611
Движение на III передаче					
600	3,02	10,79	16719,3	26,88	0,0984
800	4,03	14,39	17748,4	47,79	0,1044
1000	5,04	17,99	18495,55	74,68	0,1086
1200	6,04	21,59	18960,76	107,54	0,1112
1400	7,05	25,19	19144,03	146,37	0,1120
1600	8,06	28,78	19045,35	191,18	0,1112
1800	9,07	32,38	18664,72	241,96	0,1086
2000	10,07	35,98	18002,15	298,71	0,1044
2200	11,08	39,58	17057,64	361,44	0,0985

## Окончание таблицы 7

Движение на IV передаче					
600	4,94	17,64	10228,28	71,83	0,0599
800	6,59	23,52	10857,85	127,70	0,0633
1000	8,23	29,40	11314,93	199,54	0,0655
1200	9,88	35,29	11599,53	287,33	0,0667
1400	11,52	41,17	11711,64	391,09	0,0668
1600	13,17	47,04	11651,27	510,82	0,0657
1800	14,82	52,93	11418,42	646,50	0,0635
2000	16,47	58,81	11013,08	798,15	0,0602
2200	18,11	64,69	10435,26	965,76	0,0558
Движение на V передаче					
600	7,27	25,97	6949,985	155,58	0,0401
800	9,69	34,62	7377,767	276,59	0,0419
1000	12,12	43,28	7688,348	432,18	0,0428
1200	14,54	51,93	7881,729	622,34	0,0428
1400	16,96	60,59	7957,909	847,07	0,0419
1600	19,39	69,24	7916,889	1106,37	0,0402
1800	21,81	77,90	7758,668	1400,25	0,0375
2000	24,23	86,55	7483,247	1728,71	0,0339
2200	26,65	95,21	7090,626	2091,74	0,0295

Строим графики зависимостей  $P_k = f(V)$  и  $P_w = f(V)$  рисунок 11;  $\Psi = f(V)$  и  $D = f(V)$  рисунок 12.

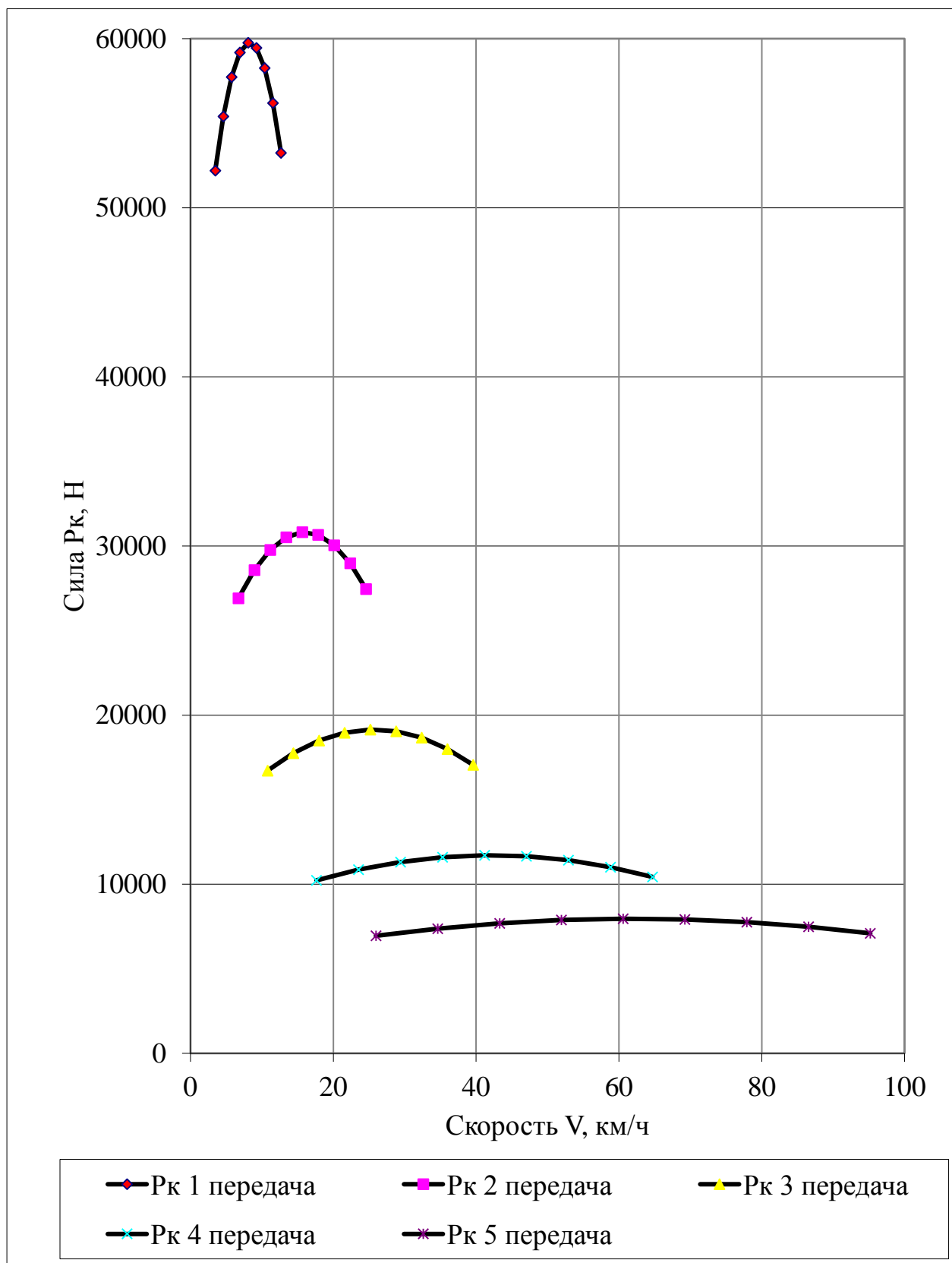


Рисунок 11 – Тяговый баланс автомобиля

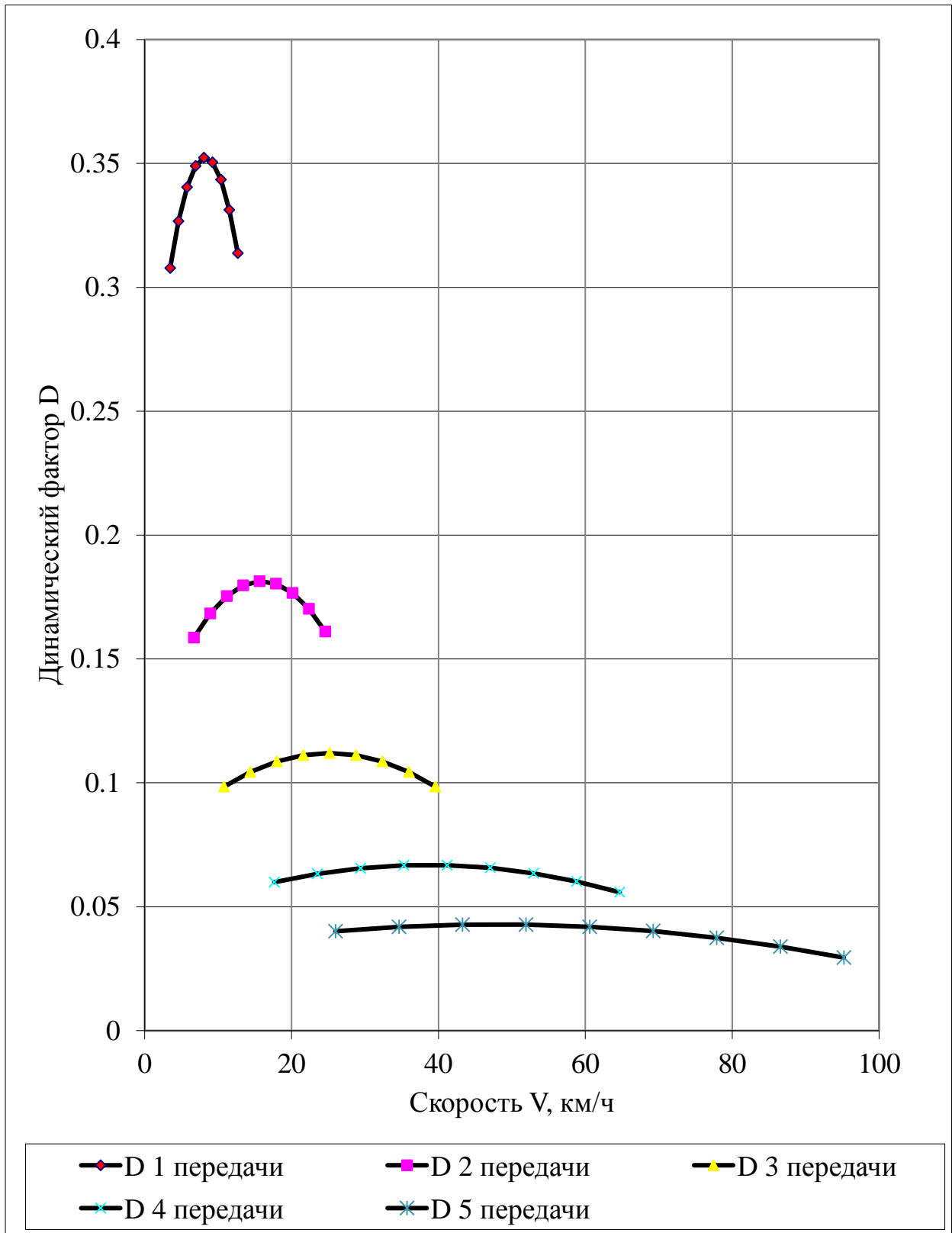


Рисунок 12 – Динамический баланс автомобиля



### 2.1.7 Выбор передаточных чисел новой коробки передач

Выбор числа ступеней и диапазона передаточных чисел новой коробки передач. Вопрос выбора числа ступеней достаточно сложен. Чем больше ступеней, тем больше степень использования мощности двигателя. С другой стороны, чем больше ступеней, тем дороже и сложнее трансмиссия и тем труднее задача водителя при выборе нужной передачи для конкретных дорожных условий [5].

Для определения количества передач на новой коробке переключения передач необходимо знать следующие характеристики:

а) Диапазон передаточных чисел:

$$d_k = \frac{V_{\max 5}}{V_{\max 1}}, \quad (13)$$

где  $d_k$  – диапазон передаточных чисел;

$V_{\max 5}$  – максимальная скорость на пятой передаче, км/ч;

$V_{\max 1}$  – максимальная скорость на первой передаче, км/ч.

$$d_k = \frac{95,206}{12,678} = 7,51$$

б) Коэффициент приспособляемости двигателя:

$$K_p = \frac{n_N}{n_M}, \quad (14)$$

где  $K_p$  – коэффициент приспособляемости двигателя;

$n_N$  – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, мин<sup>-1</sup>;

$n_M$  – частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин<sup>-1</sup>.

$$K_p = \frac{2200}{1400} = 1,57$$

Исходя из полученных показателей находим число ступеней новой коробки переключения передач:

$$m = \left( \frac{\ln d_k}{\ln K_p} \right) + 1, \quad (15)$$

где  $m$  – число ступеней новой коробки переключения передач.

$$m = \left( \frac{\ln 7,51}{\ln 1,57} \right) + 1 = 5$$

Следовательно необходимо 5 передач.

Затем определяем передаточные числа новой коробки переключения передач. Передаточное число первой передачи оставляем прежним  $i_1=0,815$ . Соотношение передаточных чисел второй передачи к первой:

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{6,38}{3,29} = 1,94$$

Тогда:

$$d_k = 7,51/1,94 = 3,87$$

Для того чтобы найти передаточные числа оставшихся передач нужно подсчитать показатель геометрической прогрессии:

$$q = \sqrt[m-1]{D_k} = \sqrt[3]{3,93} = 1,57$$

Полученные результаты запишем в таблицу 8 [6].

Таблица 8 – Передаточные числа новой коробки переключения передач

№ передачи	Передаточные числа действующей коробки передач	Передаточные числа новой коробки передач
1	6,38	6,12
2	3,29	3,15
3	2,04	2,01
4	1,25	1,28
5	0,815	0,815

Так как полученные передаточные числа новой коробки передач, приблизительно равны передаточным числам действующей коробки передач. То мы принимаем решение оставить передаточные числа действующей коробки передач, тем самым не меняя коробку передач автомобиля КамАЗ-5320.

## 2.1.8 Выбор передаточного числа главной передачи

Общее передаточное число для главной передачи мы приняли 4,99. Передаточное число конической пары мы оставляем прежнее  $26/15=1,7333$ . Тогда передаточное число цилиндрической пары должно соответствовать 2,8788. Подбор передаточных чисел цилиндрической пары запишем в таблицу 9.

Таблица 9 – Передаточные числа цилиндрической пары

Число зубьев шестерен		Передаточное число
ведущая	ведомая	
16	46	2,875
15	47	3,1333
16	47	2,9375
17	47	2,7647
15	48	3,2
16	48	3
17	48	2,8235
18	49	2,7222
16	50	3,125
17	50	2,9412

Из таблице видно что передаточное число цилиндрической пары 2,875 больше всего подходит. Поэтому его и принимаем.

Произведем геометрический и прочностной расчет действующей главной передачи с передаточным числом 6,53. Полученные результаты запишем в таблицы 10 и 11 соответственно.

Таблица 10 – Геометрический расчет действующей главной передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	13	49
Модуль, мм	$m_n$	6,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'01"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_n^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	75	70
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,231	-0,231
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	3,769	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>211,87<sup>+0,032</sup><sub>-0,18</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	88,849	334,891
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	104,852	344,888
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	75,602	315,638
Начальный диаметр, мм	$d_w$	88,849	334,891
Основной диаметр, мм	$d_b$	82,98	312,769
Угол зацепления	$\alpha_w$	20°56'31"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	9,981	8,051
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	6,185	3,533
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	20,96	63,948
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	3,058	43,679
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	3	6
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>50,365<sup>-0,07</sup><sub>-0,15</sub></b>	<b>109,658<sup>-0,11</sup><sub>-0,23</sub></b>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	258,278	241,059
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

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

Окончание таблицы 10

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	24,097	52,467
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	32,048	72,669
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	11,113	11,113
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	29°12'07"	21°33'50"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	95,061	336,308
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	17,905	56,518
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	105,481 <sup>0,15</sup> <sub>0,321</sub>	347,248 <sup>0,313</sup> <sub>0,654</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	11,303	9,117
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	0,127	-2,291
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	1,893	37,462
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	3,547	5,277
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	2,6	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-5,30434	-1,76556
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,446	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	2,505	

Таблица 11 – Прочностной расчет действующей главной передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	13	49
Модуль, мм	$m_n$	6,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'01"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	75	70
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,231	-0,231
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	7660	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	190	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	0,884	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,096	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	1,405	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,001	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	172427,963	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	2702,033	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	2347,124	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	1,162	1,162
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,078	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	2,107	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,001	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	172427,963	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	2658,324	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	926,643	910,629
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	1,566	1,642

Также произведем геометрический и прочностной расчет новой главной передачи с передаточным числом 4,99. Полученные результаты запишем в таблицы 12 и 13 соответственно.

Таблица 12 – Геометрический расчет новой главной передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> копесо	Ведомое <sup>*2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	16	46
Модуль, мм	$m_n$	6,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'01"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	78	75
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,231	-0,231
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	2,875	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	211,87 <sup>+0,032</sup> <sub>-0,18</sub>	
Делительный диаметр, мм	$d$	109,352	314,388
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	125,355	324,385
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	96,105	295,135
Начальный диаметр, мм	$d_w$	109,352	314,388
Основной диаметр, мм	$d_b$	102,129	293,62
Угол зацепления	$\alpha_w$	20°56'31"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	9,981	8,051
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	6,185	3,534
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	24,624	60,284
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	6,784	39,383
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	3	6
Длина общей нормали, мм	$W$	50,68 <sup>0,07</sup> <sub>-0,15</sub>	109,343 <sup>0,1</sup> <sub>-0,22</sub>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	268,609	258,278
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Окончание таблицы 12

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>з1</sup> копесо	Ведомое <sup>з2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	24,248	52,316
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	36,344	68,943
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	11,113	11,113
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	28°02'45"	21°36'11"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	115,717	315,803
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	21,919	52,851
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	126,83 <sup>0,158</sup> <sub>0,333</sub>	326,916 <sup>0,284</sup> <sub>0,624</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	11,303	9,117
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,075	-2,089
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	5,558	33,798
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	3,842	5,265
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	2,6	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-2,53507	-1,65317
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_a$	1,474	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_\gamma$	2,609	



Таблица 13 – Прочностной расчет новой главной передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> колесо	Ведомое <sup>z2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	16	46
Модуль, мм	$m_n$	6,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'01"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	78	75
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,231	-0,231
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	13810	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	162	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	0,928	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,073	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	1,688	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,001	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	252578,265	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	3615,938	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	2501,493	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	1,091	1,091
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,06	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	2,532	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,001	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	252578,265	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	3573,934	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	1180,931	1191,553
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	1,232	1,252

## 2.2 Геометрические и прочностные расчеты зубчатых передач

### 2.2.1 Геометрические расчеты зубчатых передач действующей коробки передач

В данном разделе проведены геометрические расчеты делителя, каждой передачи и промежуточного вала действующей коробки передач, с целью проверки условия существования всех зубчатых передач, входящих в действующую коробку. Проверка условий соосности, сборки и соседства позволяет определить правильность выбора чисел зубьев зубчатых колес.

С целью увеличения точности все расчеты были выполнены в программе Компас 3Dv16, используя стандартную библиотеку Механика/Валы и механические передачи 2D/Расчеты механических передач [7].

Результаты расчетов представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Результаты геометрического расчета

Параметры	Z1-число зубьев на ведущем колесе	Z2-число зубьев на ведомом колесе	b-ширина зубчатого венца	m-модуль зуба	B-угол наклона зубьев	x1- коэфф. смещен исход. контур	x2- коэфф. смещен исход. контур
делитель	28	42	30	4,5	19	0,423	0,242
промеж. вал	25	46	31,5	4,25	18°	0,695	-0,366
I передача	12	51	38	5	0°	0,7	-0,172
II передача	21	46	33,5	4,5	17°	0,766	-0,216
III передача	28	38	31	4,5	19°31'	0,363	0,212
IV передача	36	30	30	4,5	21°	0,212	0

Результаты геометрических расчетов делителя, промежуточного вала, первой, второй, третьей, четвертой передач представлены в виде таблиц 15, 16, 17, 18, 19, 20 соответственно.

Таблица 15 – Геометрический расчет делителя

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	28	42
Модуль, мм	$m_n$	4,25	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	19°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$k_n^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	30	30
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,4944	+0,1703
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	1,5	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	$160^{+0,028}_{-0,14}$	
Делительный диаметр, мм	$d$	125,857	188,785
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	138,267	198,441
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	119,434	179,608
Начальный диаметр, мм	$d_w$	128	192
Основной диаметр, мм	$d_b$	117,455	176,183
Угол зацепления	$\alpha_w$	23°25'11"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	7,246	6,36
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	4,886	3,67
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	26,277	37,132
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	17,936	27,118
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	5	6
Длина общей нормали, мм	$W$	$59,852^{+0,07}_{-0,17}$	$72,434^{+0,08}_{-0,18}$
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	98,06	98,06
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Окончание таблицы 15

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>з1</sup> копесо	Ведомое <sup>з2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$R_w$	28,491	34,48
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$R_a$	36,476	45,658
Условие $R_p < R_w < R_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	7,541	7,541
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	27°43'28"	24°27'53"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	132,688	193,561
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$R_m$	27,3	36,515
Условие $R_p < R_m < R_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	140,229 <sup>0,158</sup> <sub>0,384</sub>	201,102 <sup>0,203</sup> <sub>0,457</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	8,205	7,203
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,911	-1,866
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	16,625	24,094
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	2,732	3,306
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,7	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,69703	-1,01765
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,407	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	2,138	

Таблица 16 – Геометрический расчет промежуточного вала

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	25	46
Модуль, мм	$m_n$	4,25	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	31,5	31,5
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,695	-0,366
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	1,84	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>159,999<sup>+0,028</sup><sub>-0,14</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	111,718	205,561
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	126,048	210,872
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	107	191,825
Начальный диаметр, мм	$d_w$	112,675	207,323
Основной диаметр, мм	$d_b$	104,338	191,982
Угол зацепления	$\alpha_w$	22°10'45"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	7,794	4,895
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	5,747	1,765
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	23,933	39,228
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	16,783	25,039
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	5	6
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>60,197<sup>+0,07</sup><sub>-0,14</sub></b>	<b>71,101<sup>+0,08</sup><sub>-0,18</sub></b>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	108,478	108,478
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Окончание таблицы 16

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>з1</sup> копесо	Ведомое <sup>з2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$R_w$	28,802	34,019
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$R_a$	35,361	43,617
Условие $R_p < R_w < R_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	7,541	7,541
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	29°21'41"	21°21'58"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	119,716	206,151
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$R_m$	25,763	33,967
Условие $R_p < R_m < R_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	127,021 <sup>0,149</sup> <sub>0,298</sub>	213,692 <sup>0,229</sup> <sub>0,510</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	8,826	5,544
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,679	-2,089
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	16,338	20,493
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	2,146	3,533
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,7	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,41242	-1,5985
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,417	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	2,146	

Таблица 17 – Геометрический расчет 1 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	12	51
Модуль, мм	$m_n$	5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	38	40
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,7	-0,172
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	4,25	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>159,998<sup>+0,028</sup><sub>-0,14</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	60	255
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	75,316	262,996
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	54,5	240,78
Начальный диаметр, мм	$d_w$	60,952	259,045
Основной диаметр, мм	$d_b$	56,382	239,622
Угол зацепления	$\alpha_w$	22°19'43"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	9,185	6,382
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	5,986	2,836
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	15,148	47,004
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	6,591	35,818
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	3	6
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>40,136<sup>-0,055</sup><sub>-0,125</sub></b>	<b>84,167<sup>-0,1</sup><sub>-0,2</sub></b>

Окончание таблицы 17

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>з1</sup> копесо	Ведомое <sup>з2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$R_w$	20,068	42,083
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$R_a$	24,968	54,195
Условие $R_p < R_w < R_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного ролика, мм	$D$	9	9
Угол профиля на окружности, проходящей через центр ролика	$\alpha_D$	34°36'54"	21°41'56"
Диаметр окружности, проходящей через центр ролика, мм	$d_D$	68,508	257,896
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	$R_m$	14,958	43,176
Условие $R_p < R_m < R_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Размер по роликам, мм	$M$	77,508 <sup>0,097</sup> <sub>0,22</sub>	266,774 <sup>0,27</sup> <sub>0,541</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	10,402	7,228
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	0,298	-1,983
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	5,875	26,474
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	2,066	4,131
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	2	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,93475	-1,96262
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,245	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1,2	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	1,245	



Таблица 18 – Геометрический расчет 2 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	21	46
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	17°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$k_n^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	33,5	33,5
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,766	-0,216
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	2,19	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>159,997<sup>+0,028</sup><sub>-0,14</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	98,818	216,458
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	114,479	223,282
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	94,462	203,264
Начальный диаметр, мм	$d_w$	100,296	219,697
Основной диаметр, мм	$d_b$	92,355	202,301
Угол зацепления	$\alpha_w$	22°57'14"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	8,457	5,617
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	6,291	2,39
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	21,902	41,372
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	15,15	28,574
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	4	6
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>50,357<sup>+0,07</sup><sub>-0,14</sub></b>	<b>75,693<sup>+0,08</sup><sub>-0,18</sub></b>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	121,934	121,934
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Окончание таблицы 18

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	24,21	36,39
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	33,823	47,247
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	7,938	7,938
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	30°43'17"	22°02'29"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	107,432	218,253
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	23,646	37,157
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	115,069 <sup>0,143</sup> <sub>0,285</sub>	226,191 <sup>0,222</sup> <sub>0,449</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	9,578	6,361
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,389	-2,043
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	14,615	23,115
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	1,943	3,736
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,8	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,42368	-1,59286
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,352	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	2,044	

Таблица 19 – Геометрический расчет 3 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	28	38
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	19°31'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	31	31
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,363	+0,212
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	1,357	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>160,017<sup>+0,028</sup><sub>-0,14</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	133,681	181,424
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	145,701	192,085
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	125,698	172,082
Начальный диаметр, мм	$d_w$	135,772	184,262
Основной диаметр, мм	$d_b$	124,706	169,244
Угол зацепления	$\alpha_w$	23°17'34"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	7,292	6,855
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	4,683	4,083
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	27,762	36,14
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	17,851	25,601
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	5	6
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>62,987<sup>+0,07</sup><sub>-0,17</sub></b>	<b>76,553<sup>+0,08</sup><sub>-0,18</sub></b>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	98,747	98,747
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Окончание таблицы 19

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$R_w$	29,901	36,341
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$R_a$	37,674	45,424
Условие $R_p < R_w < R_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	7,938	7,938
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	26°56'29"	24°56'41"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	139,888	186,656
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$R_m$	27,949	35,619
Условие $R_p < R_m < R_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	<b>147,826</b> <sup>0,183</sup> <sub>0,395</sub>	<b>194,594</b> <sup>0,2</sup> <sub>0,45</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	8,258	7,763
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,927	-1,616
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	16,121	22,834
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	3,055	3,398
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,8	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,87492	-0,9971
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,417	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	2,149	

Таблица 20 – Геометрический расчет 4 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	36	30
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	21°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$k_n^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	30	30
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,212	0
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	0,833	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>160,001<sup>+0,028</sup><sub>-0,14</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	173,525	144,605
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	184,398	153,569
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	164,183	133,355
Начальный диаметр, мм	$d_w$	174,547	145,456
Основной диаметр, мм	$d_b$	161,673	134,728
Угол зацепления	$\alpha_w$	22°08'35"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	6,855	6,242
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	4,189	3,346
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	34,95	29,39
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	23,457	15,967
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	6	5
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>76,477<sup>+0,07</sup><sub>-0,17</sub></b>	<b>62,08<sup>+0,07</sup><sub>-0,17</sub></b>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	89,085	89,085
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено

Окончание таблицы 20

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$R_w$	36,005	29,227
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$R_a$	44,341	36,851
Условие $R_p < R_w < R_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	7,938	7,938
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	25°14'50"	24°33'37"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	178,748	148,13
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$R_m$	34,415	27,08
Условие $R_p < R_m < R_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	<b>186,686</b> <sub>0,174</sub> 0,423	<b>156,068</b> <sub>0,179</sub> 0,434
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	7,763	7,069
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-1,544	-1,12
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	21,753	13,874
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	3,284	3,415
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,8	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,88518	-1,31418
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,48	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	2,241	

## 2.2.2 Прочностные расчеты зубчатых передач действующей коробки передач

При работе зубчатой передачи между зубьями сопряженных зубчатых колес возникает сила давления  $F$  (рисунок 13), направленная по линии зацепления. Кроме того, от скольжения зубьев между ними образуется сила трения  $F_f = f \cdot F$ , где  $f$  – коэффициент трения. Сила  $F_f$  невелика по сравнению с силой  $F$ , поэтому при выводе расчетных формул ее не учитывают, т. е. принимают, что сила взаимодействия между зубьями направлена по нормали к их профилям. Под действием силы  $F$  и  $F_f$  зубья находятся в сложном напряженном состоянии. На их работоспособность оказывают влияние напряжения изгиба  $\sigma_F$  в поперечных сечениях зубьев и контактные напряжения  $\sigma_H$  в поверхностных слоях зубьев.

Оба эти напряжения, переменные во времени, и могут быть причиной усталостного разрушения зубьев или их рабочих поверхностей. Напряжения изгиба  $\sigma_F$  вызывают поломку зубьев, а контактные напряжения  $\sigma_H$  – усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев.

Во избежание поломки зубьев их рассчитывают на изгиб. Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев – распространенный и опасный вид разрушения большинства закрытых и хорошо смазываемых зубчатых передач. Выкрашивание заключается в том, что при больших контактных напряжениях на рабочей поверхности зубьев (обычно на ножках, вблизи полюсной линии) появляются усталостные трещины. Это приводит к выкрашиванию мелких частиц материала зубьев и образованию небольших углублений, которые затем под влиянием давления масла, вдавливаемого с большой силой сопряженным зубом в образовавшиеся углубления и трещины, растут и превращаются в раковины. Для предотвращения выкрашивания зубьев их рассчитывают на контактную прочность.

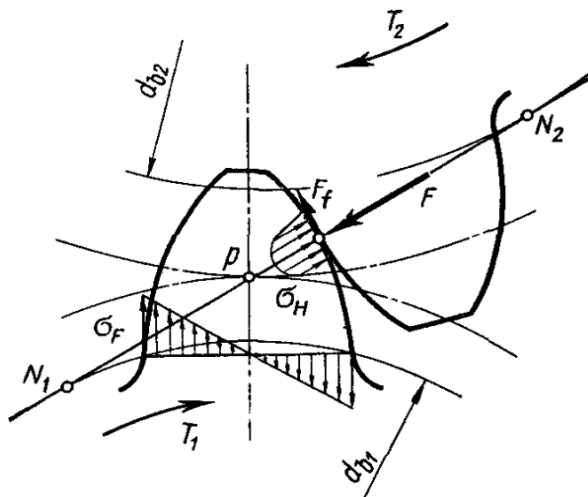


Рисунок 13 – Силы, напряжения и моменты в зубчатом зацеплении

Все расчеты были сделаны в программе Компас 3Dv16, используя стандартную библиотеку Механика/Валы и механические передачи. Результаты

расчетов делителя, промежуточного вала, первой, второй, третьей, четвертой передач представлены в таблицах 21, 22, 23, 24, 25, 26 соответственно.

Таблица 21 – Прочностной расчет делителя

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	28	42
Модуль, мм	$m_n$	4,25	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	19°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	30	30
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,4944	+0,1703
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	56	56
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	565	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	2600	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	17,134	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,161	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	37,514	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,125	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	8978,454	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	427,572	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	780,741	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2464	2464
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	3,156	3,156
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,116	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	56,272	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,188	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	8978,454	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	433,758	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	239,142	252,241
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1143	1143
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	4,501	4,3



Таблица 22 – Прочностной расчет промежуточного вала

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> колесо	Ведомое <sup>z2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	25	46
Модуль, мм	$m_n$	4,25	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	31,5	31,5
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,695	-0,366
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	56	56
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	565	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	2600	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	15,209	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,18	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	30,066	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,094	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	10114,766	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	455,98	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	845,92	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2464	2464
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,913	2,913
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,131	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	45,099	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,14	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	10114,766	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	455,818	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	237,983	287,215
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1143	1143
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	4,515	3,784

Таблица 23 – Прочностной расчет 1 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	12	51
Модуль, мм	$m_n$	5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	38	40
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,7	-0,172
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	56	56
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1040	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1400	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	4,398	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,081	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	20,024	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,022	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	34666,667	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	1007,67	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	1947,523	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2464	2464
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	1,265	1,265
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,064	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	22,884	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,025	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	34666,667	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	994,87	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	573,559	762,411
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1143	1143
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	1,839	1,416

Таблица 24 – Прочностной расчет 2 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	21	46
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	17°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	33,5	33,5
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,766	-0,216
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	56	56
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1040	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1400	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	7,244	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,095	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	13,125	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,021	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	21048,824	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	707,001	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	1107,443	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2464	2464
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,225	2,225
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,07	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	19,687	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,031	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	21048,824	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	697,984	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	346,322	426,189
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1143	1143
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	3,084	2,542

Таблица 25 – Прочностной расчет 3 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	28	38
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	19°31'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	31	31
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,363	+0,212
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	56	56
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1040	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1400	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	9,799	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,101	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	22,558	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,045	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	15559,462	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	593,616	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	908,4	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2464	2464
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,712	2,712
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,073	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	33,837	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,067	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	15559,462	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	590,65	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	314,256	320,604
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1143	1143
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	3,413	3,365

Таблица 26 – Прочностной расчет 4 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> колесо	Ведомое <sup>z2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	36	30
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	21°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	30	30
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,212	0
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	56	56
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1040	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1400	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	12,72	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,129	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	37,366	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,094	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	11986,712	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	523,486	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	836,857	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2464	2464
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,944	2,944
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,091	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	56,049	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,14	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	11986,712	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	527,614	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	273,22	288,111
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1143	1143
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	3,945	3,728

### 2.2.3 Геометрические и прочностные расчеты зубчатых передач действующей коробки передач с новым двигателем

Геометрический расчет делаем только для первой передачи, так как меняем ширину зубчатого венца. Полученные результаты запишем в таблицу 27.

Таблица 27 – Геометрический расчет 1 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	12	51
Модуль, мм	$m_n$	5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°00'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$k_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	44	44
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,7	-0,172
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	4,25	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	<b>159,998<sup>+0,028</sup><sub>-0,14</sub></b>	
Делительный диаметр, мм	$d$	60	255
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	75,316	262,996
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	54,5	240,78
Начальный диаметр, мм	$d_w$	60,952	259,045
Основной диаметр, мм	$d_b$	56,382	239,622
Угол зацепления	$\alpha_w$	22°19'43"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	9,185	6,382
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	5,986	2,836
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	15,148	47,004
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	6,591	35,818
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{nr}$	3	6
Длина общей нормали, мм	$W$	<b>40,136<sup>-0,055</sup><sub>-0,125</sub></b>	<b>84,167<sup>-0,1</sup><sub>-0,2</sub></b>

Окончание таблица 27

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	20,068	42,083
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	24,968	54,195
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного ролика, мм	$D$	9	9
Угол профиля на окружности, проходящей через центр ролика	$\alpha_D$	34°36'54"	21°41'56"
Диаметр окружности, проходящей через центр ролика, мм	$d_D$	68,508	257,896
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	14,958	43,176
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Размер по роликам, мм	$M$	$77,508_{-0,22}^{+0,097}$	$266,774_{-0,541}^{+0,27}$
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	10,402	7,228
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	0,298	-1,983
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_f$	5,875	26,474
Условие отсутствия подрезания $\rho_f \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $\rho_f \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	2,066	4,131
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	2	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,93475	-1,96262
Коэффициент торцового перекрытия	$\epsilon_u$	1,245	
Рекомендованное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1,2	
Коэффициент перекрытия	$\epsilon_f$	1,245	

Прочностные расчеты делаем для делителя, промежуточного вала, первой, второй, третьей, четвертой передач действующей коробки передач. При этом меняем материал из которого изготавливаются зубчатые передачи действующей коробки передач. Для того чтобы увеличить коэффициент запаса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Результаты расчетов делителя, промежуточного вала, первой, второй, третьей, четвертой передач представлены в таблицах 28, 29, 30, 31, 32, 33 соответственно.

Таблица 28 – Прочностной расчет делителя

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> колесо	Ведомое <sup>z2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	28	42
Модуль, мм	$m_n$	4,25	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	19°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	30	30
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,4944	+0,1703
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1020	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	2200	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	14,498	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,1	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	31,743	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,059	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	16208,89	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	642,071	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	956,74	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,851	2,851
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,073	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	47,615	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,088	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	16208,89	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	643,285	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	354,66	374,086
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	4,248	4,058



Таблица 29 – Прочностной расчет промежуточного вала

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> колесо	Ведомое <sup>z2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	25	46
Модуль, мм	$m_n$	4,25	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	18°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	31,5	31,5
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,695	-0,366
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1020	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	2200	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	12,869	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,112	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	25,441	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,044	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	18260,285	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	688,338	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	1039,339	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,625	2,625
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,082	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	38,161	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,066	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	18260,285	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	684,099	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	357,169	431,058
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	4,211	3,529

Таблица 30 – Прочностной расчет 1 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	12	51
Модуль, мм	$m_n$	5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	44	44
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,7	-0,172
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1875	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1195	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	3,754	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,098	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	17,092	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,012	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	62500	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	1578,341	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	2437,384	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	1,119	1,119
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,08	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	19,533	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,014	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	62500	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	1555,01	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	896,488	1191,67
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	1,647	1,268

Таблица 31 – Прочностной расчет 2 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	21	46
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	17°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	33,5	33,5
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,766	-0,216
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1875	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1195	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	6,183	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,061	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	11,203	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,01	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	37948,601	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	1213,737	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	1451,021	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	1,88	1,88
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,045	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	16,804	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,015	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	37948,601	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	1201,47	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	596,139	733,618
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	2,508	2,067

Таблица 32 – Прочностной расчет 3 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	28	38
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	19°31'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	31	31
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,363	+0,212
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1875	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1195	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	8,364	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,062	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	19,255	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,021	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	28051,915	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	981,523	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	1168,086	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,335	2,335
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,045	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	28,882	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,032	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	28051,915	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	975,604	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	519,072	529,557
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	2,893	2,852

Таблица 33 – Прочностной расчет 4 передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>z1</sup> копесо	Ведомое <sup>z2</sup> копесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	36	30
Модуль, мм	$m_n$	4,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	21°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	30	30
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,212	0
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$\sigma^1$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
	$\sigma^2$	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	1875	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	1195	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	10,857	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,079	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	31,895	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,044	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_H$	21610,658	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	811,364	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	1041,853	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	2728	2728
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$\eta_H$	2,618	2,618
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,056	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	47,842	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,066	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_F$	21610,658	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	811,163	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	420,054	442,948
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1600	1600
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$\eta_F$	3,592	3,394

Вывод: Сравнение значений агрегатов трансмиссии при работе с двигателями КамАЗ-740.10 и КамАЗ-740.51-320, представлены в таблице 34.

Таблица 34 – Сравнение результатов предыдущих расчетов

	Двигатель КамАЗ-740.10				Двигатель КамАЗ-740.51-320			
	Материал	Ширина зубчатого венца, мм	Коэффициент запаса по контактным напряжениям	Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	Материал	Ширина зубчатого венца, мм	Коэффициент запаса по контактным напряжениям	Коэффициент запаса по напряжениям изгиба
Делитель	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	30	3,156	4,501	Сталь 12ХН3 А ГОСТ 4543-71	30	2,851	4,248
		30	3,156	4,3		30	2,851	4,058
Промежуточный вал	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	31,5	2,913	4,515	Сталь 12ХН3 А ГОСТ 4543-71	31,5	2,625	4,211
		31,5	2,913	3,784		31,5	2,625	3,529
1 передача	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	38	1,265	1,839	Сталь 12ХН3 А ГОСТ 4543-71	44	1,119	1,647
		40	1,265	1,416		44	1,119	1,268
2 передача	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	33,5	2,225	3,084	Сталь 12ХН3 А ГОСТ 4543-71	33,5	1,88	2,508
		33,5	2,225	2,542		33,5	1,88	2,067
3 передача	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	31	2,712	3,413	Сталь 12ХН3 А ГОСТ 4543-71	31	2,335	2,893
		31	2,712	3,365		31	2,335	2,852
4 передача	Сталь 18ХГТ ГОСТ 4543-71	30	2,944	3,945	Сталь 12ХН3 А ГОСТ 4543-71	30	2,618	3,592
		30	2,944	3,728		30	2,618	3,394

### 3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

В данном разделе разработан технологический процесс изготовления детали «Колесо зубчатое». Схема детали представлена на рисунке 14. Деталь изготовлена из стали 12ХН3А ГОСТ 4543-71 «Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия» [8].

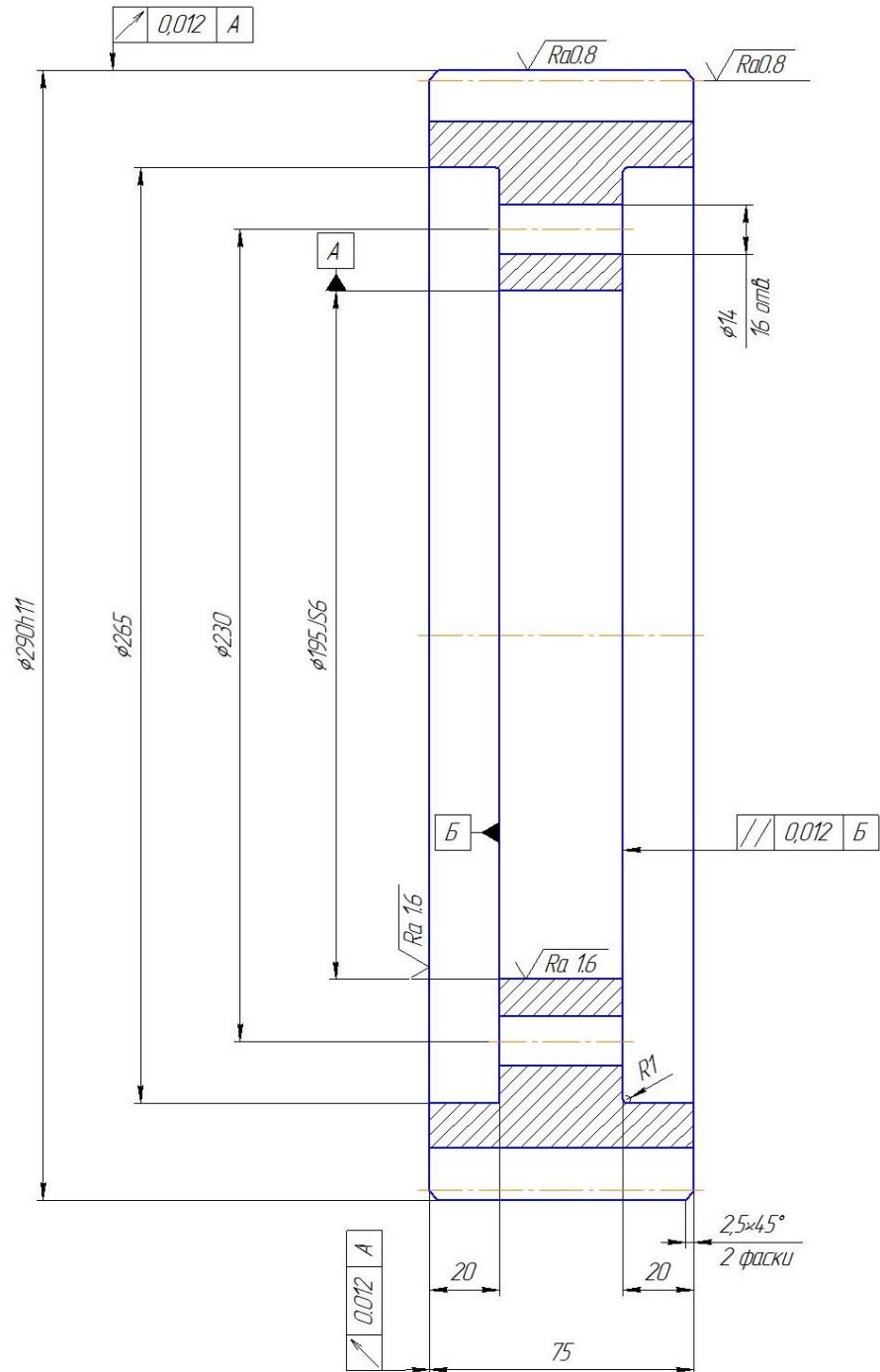


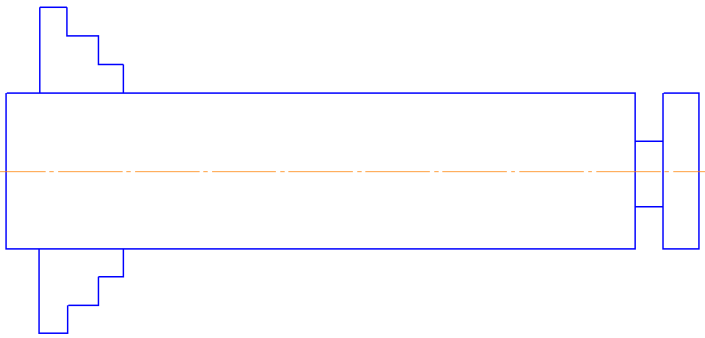
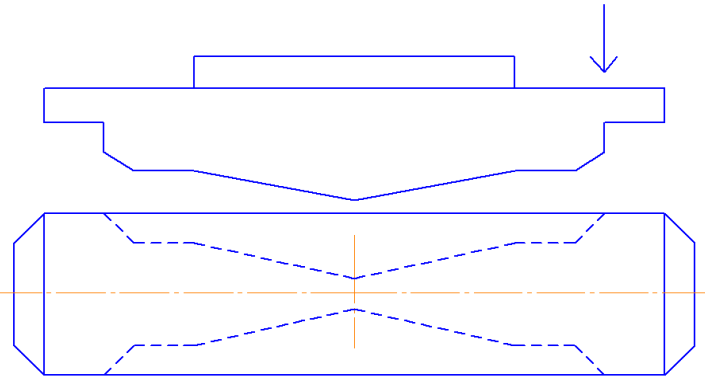
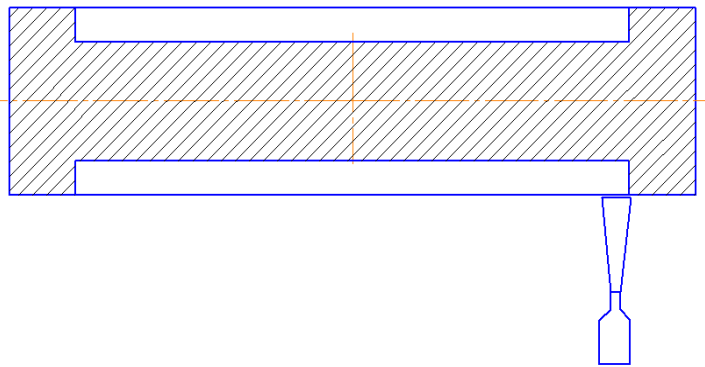
Рисунок 14 – Чертеж детали «Колесо зубчатое»

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

В качестве заготовки для детали выбрана круглая поковка диаметром 300 мм из стали 12ХНЗА, полученная штамповкой. Приблизительная масса заготовки будет составлять 18,3 кг при массе самой детали 15,85 кг. Параметр шероховатости для неуказанных поверхностей принят равным Ra6,3.

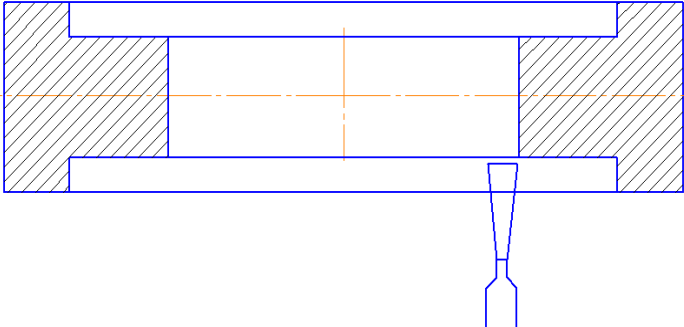
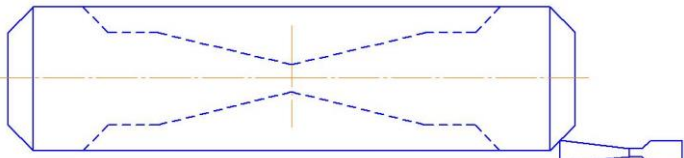
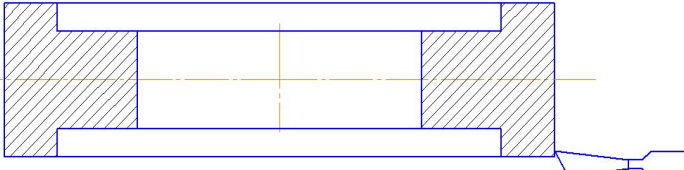
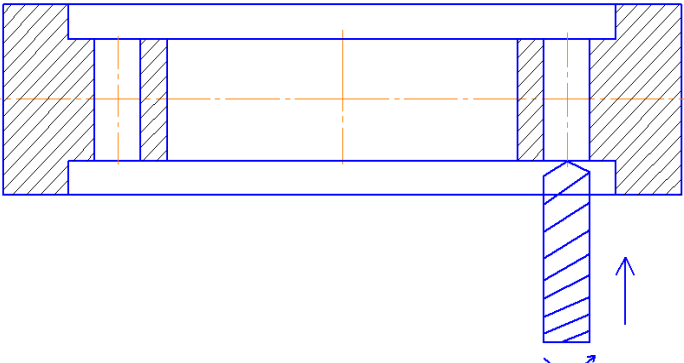
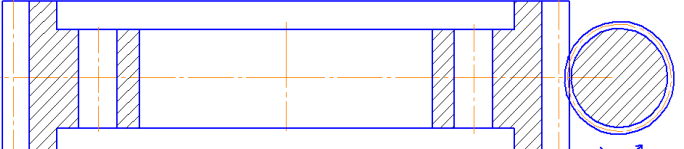
В таблице 35 приведена технологическая карта обработки детали «Колесо зубчатое». Технологические операции выполняются на токарно-фрезерном станке DMG Sprint 65 [9], кривошипном горячештамповочном прессе КД2130 [10] и зубофрезерном станке 53А11 [11].

Таблица 35 – Технологическая карта обработки детали «Колесо зубчатое»

Операция	Наименование	Эскиз обработки детали	Инструмент
00 – транспортно-заготовительная			
05 – отрезная	Отрезка заготовки $l = 80$ мм		Пила
10 – штамповка			Штамп
15 – токарная	Расточка $d=265$ мм и глубина 20 мм с двух сторон		Резец 2140-0009 ГОСТ 18882-73 [13]



Продолжение таблицы 35

20 – токарная	Расточка отверстия d=195 мм		Резец 2140-0009 ГОСТ 18882-73
25 – токарная	Подрезка торцов		Резец торцевой ГОСТ 9304-69
30 – токарная	Обработка фаски (2,5x45°)		Резец 2102-0055 ГОСТ 18877-73
35 – токарная	Сверление 16 отверстий d=14 мм на расстоянии d=230 мм		Сверло ГОСТ 10903-77 [12],
40 – зуборезная	Нарезка зубьев		Фреза ГОСТ 2447-82
45 – термическая обработка	Цементация: твёрдость поверхностного слоя HRC 62 ед., слой цементации h=0,9...1,3мм		Шахтная печь СШ36.6/10

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

Окончание таблицы 35

50 – шлифован ие	Шлифовани е поверхносте й		Шлифоваль ный станок 3М227, круг шлифовальн ый 2А 40СМ2 К 35м/с ГОСТ 2424-83
55 – слесарная	После шлифования острые кромки притупить, переходные поверхности подвергнуть дообработке		
60 – контроль ная	Окончател ьный контроль соответствия размеров указанным в чертеже		Штангенцир куль ШЦ-П- 250-0,05 ГОСТ 166- 89 [14], кольцо 1- 55х2х9h ГОСТ 24969-81 [15], кольцо 1-40х2х9h ГОСТ 24969-81

Расчет основного технологического времени:

05 – отрезная

Основное технологическое (машинное) время – время, в течение которого происходит снятие стружки без непосредственного участия рабочего [16].

$$T_0 = \frac{L}{S \cdot n} i, \quad (16)$$

где  $T_0$  – технологическое время, мин;

$L$  – путь инструмента в направлении рабочей подачи, мм ( $L=80$ );

$i$  – количество проходов ( $i=1$ );

$S$  – подача инструмента, мм/об ( $S=0,4$ );

$n$  – частота вращения шпинделя, об/мин ( $n=468$ ).

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

$$T_0 = \frac{80}{0,4 \cdot 468} \cdot 1 = 0,4 \text{ мин.}$$

15 – токарная

Основное технологическое время [17].

$$T_0 = \frac{L}{S_m}, \quad (17)$$

где  $T_0$  – технологическое время, мин;

$L$  – путь инструмента в направлении рабочей подачи, мм;

$S_m$  – минутная подача, мм/мин.

$$T_0 = \frac{265 + 20}{777} = 0,37 \text{ мин.}$$

20 – токарная

Основное технологическое время.

$$T_0 = \frac{L}{S_m}, \quad (18)$$

где  $T_0$  – технологическое время, мин;

$L$  – путь инструмента в направлении рабочей подачи, мм;

$S_m$  – минутная подача, мм/мин.

$$T_0 = \frac{195 + 35}{777} = 0,30 \text{ мин.}$$

Аналогичным образом рассчитаем остальные нормы времени операций для технологической карты. Полученные результаты запишем в таблицу 36.

Таблица 36 – Нормы времени операций на изготовления детали «Колесо зубчатое»

Операция	Основное технологическое время операции, мин
05 – отрезная	0,40
10 – штамповка	0,15
15 – токарная	0,37
20 – токарная	0,30

Окончание таблицы 36

25 – токарная	0,26
30 – токарная	0,25
35 – токарная	0,90
40 – зуборезная	14,10
45 – термическая	22,70
50 – шлифовальная	1,49
55 – слесарная	0,28
Общее время: 41,2 минут	

Вывод: Была разработана технологическая карта производства детали «Колесо зубчатое» (рисунок 15). Производство деталей выполняется на токарно-фрезерном станке DMG Sprint 65, кривошипном горячештамповочном прессе КД2130 и зубофрезерном станке 53А11. Рассчитана норма времени операций на обработку детали. Общее время составляет 41,2 минут.

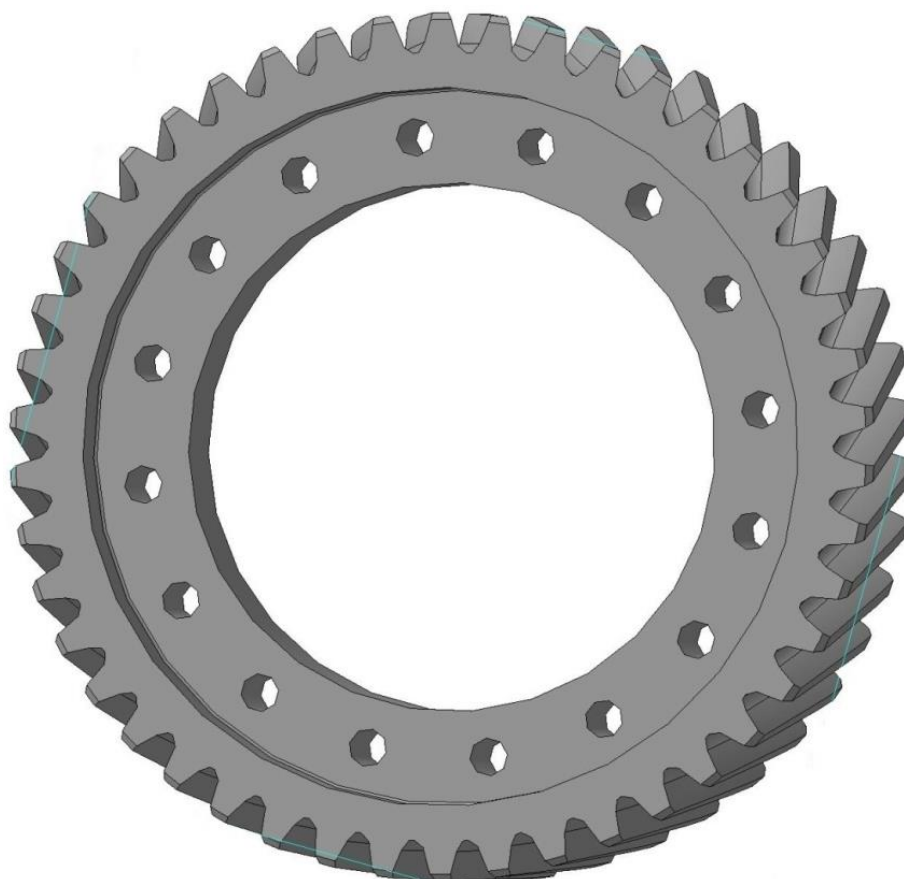


Рисунок 15 – «Колесо зубчатое»

## 4 ОРГАНИЗАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

В данном разделе выпускной квалификационной работы приведен примерный расчет себестоимости изготовления экспериментального редуктора заднего моста автомобиля КамАЗ-5320. Рассмотрены: план маркетинга, оценка коммерческой состоятельности, оценка эффективности инвестиций, срок окупаемости инвестиций и точка безубыточности работы.

### 4.1 Расчетная себестоимость изготовления экспериментального редуктора заднего моста автомобиля КамАЗ-5320

Полная себестоимость серийного редуктора заднего моста составляет 95000 руб.

Вес серийного редуктора заднего моста составляет 137 кг.

Стоимость одного килограмма металла редуктора заднего моста равна:

$$95000/137 = 693 \text{ руб.}$$

Так как в экспериментальном редукторе заднего моста используется большое количество серийных деталей, поэтому примем стоимость одного килограмма металла экспериментального редуктора заднего моста равной стоимости одного килограмма металла серийного редуктора заднего моста [18].

Вес экспериментального редуктора заднего моста составляет 140 кг.

Полная себестоимость редуктора заднего моста будет равна:

$$140 \cdot 693 = 97020 \text{ руб.}$$

Цена экспериментального редуктора заднего моста будет равна:

$$97020 \cdot 1,15 = 111573 \text{ руб.}$$

### 4.2 Анализ прогрессивности проектируемого редуктора заднего моста автомобиля КамАЗ-5320

Анализ проводится путем оценки конструкции по общему критерию, который представляет собой отношение сумм относительных величин ранжированных параметров, исчисленных по отношению к соответствующим параметрам серийного редуктора заднего моста, к приведенному числу параметров и определяется по формуле:

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^m K_{si} \cdot N_i}{\sum_{i=1}^m N_i}, \quad (19)$$

где  $K_1$  – коэффициент прогрессивности;

$K_{si}$  – коэффициент прогрессивности частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров, с номером;

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

$N_i$  – коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров, с номером;  
 $m$  – количество рассматриваемых параметров (обычно 4...8);  
 $i$  – номер рассматриваемого параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров.

$$K_{si} = \frac{B}{B_0}, \quad (20)$$

где  $B$  – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;  
 $B_0$  – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр базового варианта.

$$N_i = \frac{i}{2^{i-1}}, \quad (21)$$

Рассчитаем:

$$K_{s1} = \frac{120}{100} = 1,2$$

где:  $B = 120$  – производительность машины с экспериментальным редуктором заднего моста;

$B_0 = 100$  – производительность машины с серийным редуктора заднего моста.

$$K_{s2} = \frac{95000}{111573} = 0,85$$

где:  $B = 95000$  – цена серийного редуктора заднего моста;

$B_0 = 111573$  – цена экспериментального редуктора заднего моста.

$$K_{s3} = \frac{0,95}{0,90} = 1,05$$

где:  $B = 0,95$  – общий КПД экспериментального редуктора заднего моста;

$B_0 = 0,90$  – общий КПД серийного редуктора заднего моста.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

$$K_{s4} = \frac{137}{140} = 0,98$$

где:  $B = 137$  – вес серийного редуктора заднего моста;

$B_0 = 140$ – вес экспериментального редуктора заднего моста.

Определим коэффициенты весомости частных параметров.

$$N_1 = \frac{1}{2^{1-1}} = 1 ; N_2 = \frac{2}{2^{2-1}} = 1 ; N_3 = \frac{3}{2^{3-1}} = 0,75 ; N_4 = \frac{4}{2^{4-1}} = 0,5 ,$$

$$K_1 = \frac{(1,2 \cdot 1) + (0,85 \cdot 1) + (1,05 \cdot 0,75) + (0,98 \cdot 0,5)}{1 + 1 + 0,75 + 0,5} = 1,02$$

Так как коэффициент прогрессивности  $K_1 = 1,02$  – то имеем среднюю перспективность разработки [19].

#### 4.3 Расчет затрат при производстве детали «Колесо зубчатое»

Рассматриваемая деталь изготавливается из стали 12ХНЗА ГОСТ 4543-71, имеет массу 15,85 кг[9].

1) Черная масса детали:  $m_{ЗАГ} = 18,3$  кг.

2) Чистая масса детали:  $m_{ДЕТ} = 15,85$  кг.

3) Тогда масса отходов:  $m_{ОТХ} = 2,45$  кг.

4) Цена за 1кг стали (март 2017 г):  $Ц_M = 17$ руб.

5) Цена за 1кг отходов стали (март 2017 г):  $Ц_{ОТХ} = 1,2$ руб.

6) Стоимость материала, за вычетом отходов:

$$Ц_{ОСН} = Ц_M \cdot m_{ЗАГ} - Ц_{ОТХ} \cdot m_{ОТХ} , \quad (22)$$

где  $Ц_{ОСН}$  – стоимость материала, за вычетом отходов, руб.

$$Ц_{ОСН} = 17,0 \cdot 18,3 - 1,2 \cdot 2,45 = 308,16 \text{ руб.}$$

7) Транспортно-заготовительные расходы:

$$Ц_{ТР} = (0,02 \dots 0,04) Ц_{ОСН} , \quad (23)$$

где  $Ц_{ТР}$  – транспортно-заготовительные расходы, руб.

$$Ц_{ТР} = 0,03 \cdot 308,16 = 9,25 \text{ руб.}$$

8) Основная заработная плата производственных рабочих. Она отражает прямую заработную плату основных производственных рабочих, занятых изготовлением детали. Для её нахождения необходимо спроектировать технологический процесс изготовления калькулируемой детали, установить пооперационную трудоемкость и разряды работ. Выбрать систему оплаты труда (сдельную или повременную), учесть доплаты (премии) из фонда заработной платы (в среднем 25 %), районный коэффициент («уральские» – 15 %), за отступления от нормальных условий производства и т.п. Прямая заработная плата определяется по формуле:

$$Zn_{осн} = \frac{(t_{опi} \cdot r)}{60} (1 + 0,15 + 0,25), \quad (24)$$

где  $Zn_{осн}$  – основная заработная плата, руб;

$t_{опi}$  – время выполнения одной операции при обработке детали, мин;

$r$  – тарифная ставка, руб/ч.

$$Zn_{осн} = \frac{(0,40 \cdot 15,0 + 0,15 \cdot 16,0 + 2,08 \cdot 16,0 + 14,10 \cdot 18,5 + 22,70 \cdot 18,5 + 1,49 \cdot 16,0 + 0,28 \cdot 16,0)}{60} \cdot 1,4 = 17,5 \text{ руб.}$$

9) Дополнительная заработная плата (оплата отпусков, оплата часов подросткам, оплату времени на выполнение государственных обязанностей, выплату вознаграждений за выслугу лет):

$$Zn_{доп} = 0,132 \cdot Zn_{осн}, \quad (25)$$

где  $Zn_{доп}$  – дополнительная заработная плата, руб.

$$Zn_{доп} = 0,132 \cdot 17,5 = 2,31 \text{ руб.}$$

10) Отчисления на социальные нужды. Вычисляются по установленным для предприятия ставкам от суммы основной и дополнительной заработной платы, оценим по формуле:

$$Zn_{соц} = 0,385 (Zn_{осн} + Zn_{доп}), \quad (26)$$

где  $Zn_{соц}$  – отчисления на социальные нужды, руб.

$$Zn_{соц} = 0,385 \cdot (17,5 + 2,31) = 7,63 \text{ руб.}$$

11) Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования. То есть амортизация, ремонт, эксплуатация оборудования и транспортных средств,



амортизация и восстановление инструмента и приспособлений. Эта величина обычно тесно связана с основной заработной платой, поэтому:

$$3m_{\text{ЭКСП}} = (1...3)3n_{\text{ОСН}}, \quad (27)$$

где  $3m_{\text{ЭКСП}}$  – расходы на содержание и эксплуатацию оборудования, руб.

$$3m_{\text{ЭКСП}} = 2 \cdot 17,5 = 35 \text{ руб.}$$

12) Общецеховые расходы. Это заработная плата аппарата управления цехом, амортизация, содержание, и текущий ремонт зданий цеха, затраты по охране труда и так далее:

$$3m_{\text{ЦЕХ}} = (0,7...1,0)3n_{\text{ОСН}}, \quad (28)$$

где  $3m_{\text{ЦЕХ}}$  – общецеховые расходы, руб.

$$3m_{\text{ЦЕХ}} = 0,8 \cdot 17,5 = 14 \text{ руб.}$$

13) Цеховая себестоимость:

$$C_{\text{ЦЕХ}} = Ц_{\text{ОСН}} + Ц_{\text{ТР}} + 3n_{\text{ОСН}} + 3n_{\text{ДОП}} + 3n_{\text{СОЦ}} + 3m_{\text{ЭКСП}} + 3m_{\text{ЦЕХ}}, \quad (29)$$

где  $C_{\text{ЦЕХ}}$  – цеховая себестоимость, руб.

$$C_{\text{ЦЕХ}} = 308,16 + 9,25 + 17,5 + 2,31 + 7,63 + 35 + 14 = 393,85 \text{ руб.}$$

14) Общезаводские расходы. Это заработная плата аппарату управления предприятием, расходы на командировки, содержание и амортизацию зданий общественного назначения, содержание пожарной и сторожевой охраны, расходы по отделам главного конструктора, главного технолога и так далее:

$$3m_{\text{ЗАВОД}} = (0,5...0,8)3n_{\text{ОСН}}, \quad (30)$$

где  $3m_{\text{ЗАВОД}}$  – общезаводские расходы, руб.

$$3m_{\text{ЗАВОД}} = 0,6 \cdot 17,5 = 10,5 \text{ руб.}$$

15) Общая производственная себестоимость:

$$3m_{\text{ПР.С}} = C_{\text{ЦЕХ}} + 3m_{\text{ЗАВОД}}, \quad (31)$$

где  $Zm_{ПР.С}$  – общая производственная себестоимость, руб.

$$Zm_{ПР.С} = 393,85 + 10,5 = 404,35 \text{ руб.}$$

16) Внепроизводственные расходы, связаны с затратами на тару и упаковку продукции, с ее транспортировкой на станцию отправления, погрузку и так далее:

$$Zm_{ВНЕПР} = 0,045 \cdot Zm_{ПР.С}, \quad (32)$$

где  $Zm_{ВНЕПР}$  – внепроизводственные расходы, руб.

$$Zm_{ВНЕПР} = 0,045 \cdot 404,35 = 18,2 \text{ руб.}$$

17) Полная себестоимость проектируемого изделия:

$$C_{ПРОЕКТ} = Zm_{ПР.С} + Zm_{ВНЕПР}, \quad (33)$$

где  $C_{ПРОЕКТ}$  – полная себестоимость проектируемого изделия, руб.

$$C_{ПРОЕКТ} = 404,35 + 18,2 = 422,55 \text{ руб.}$$

Таблица 37 – Калькуляция себестоимости детали

Статья расхода	Затраты, руб./шт.	В % к итогу
Основной материал	311,1	73,62
Основной материал за вычетом отходов	308,16	72,93
Основная зарплата основных рабочих	17,5	4,14
Дополнительная зарплата	2,31	0,55
Отчисления на социальное страхование	7,63	1,81
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	35	8,28
Общеховые расходы	14	3,31
Итого цеховая себестоимость	393,85	93,21
Общезаводские расходы	10,5	2,49
Итого производственная себестоимость	404,35	95,62
Внепроизводственные расходы	18,2	4,31
Итого полная себестоимость	422,55	100

#### 4.4 План маркетинга

При рассмотрении вопросов, связанных с целями и стратегией маркетинга, необходимо детализировать цели маркетинга по направлениям: продажа конкретных товаров (услуг); по перспективам роста рынка; по конкурентной борьбе на рынках сбыта продукции и т.д.

Цену в условиях рынка изготовитель продукции устанавливает с учетом следующих факторов:

- 1 Спроса со стороны потребителей;
- 2 Затратами на ее производство и реализацию;
- 3 Рыночной конъюнктуры;
- 4 Среднеотраслевая прибыль;
- 5 Конкуренция;
- 6 Метода установления цены;
- 7 Учета мер государственного регулирования.

Норматив рентабельности:

$$H_p = 0,15 \cdot C_{\text{ПРОЕКТ}}, \quad (34)$$

где  $H_p$  – норматив рентабельности, руб.

$$H_p = 0,15 \cdot 422,55 = 63,38 \text{ руб.}$$

Оптовая цена (окончательная цена для реализации):

$$C_{\text{ОПТ}} = C_{\text{ПРОЕКТ}} + H_p, \quad (35)$$

где  $C_{\text{ОПТ}}$  – оптовая цена, руб.

$$C_{\text{ОПТ}} = 422,55 + 63,38 = 485,93 \text{ руб.}$$

Отпускная цена предприятия (с учетом НДС):

$$C_{\text{ОТП}} = C_{\text{ОПТ}} + 0,2 \cdot C_{\text{ОПТ}}, \quad (36)$$

где  $C_{\text{ОТП}}$  – отпускная цена, руб.

$$C_{\text{ОТП}} = 485,93 + 0,2 \cdot 485,93 = 583,12 \text{ руб.}$$

Оптовая цена промышленности (с учетом снабженческо-сбытовой наценки):

$$C_{\text{ОПТ.ПР}} = C_{\text{ОПТ}} + 0,25 \cdot C_{\text{ОПТ}}, \quad (37)$$

где  $C_{\text{ОПТ.ПР}}$  – оптовая цена промышленности, руб.

$$C_{\text{ОПТ.ПР}} = 583,12 + 0,25 \cdot 583,12 = 728,9 \text{ руб.}$$

Розничная цена детали (с учетом торговой надбавки):

$$C_{\text{РОЗН}} = C_{\text{ОПТ.ПР}} + 0,2 \cdot C_{\text{ОПТ.ПР}}, \quad (38)$$

где  $C_{\text{РОЗН}}$  – розничная цена детали, руб.

$$C_{\text{РОЗН}} = 728,9 + 0,2 \cdot 728,9 = 874,68 \text{ руб.}$$

#### 4.5 Оценка коммерческой состоятельности выпускной квалификационной работы

$$K_p = K_{np} + K_c + K_{нир}, \quad (39)$$

где  $K_p$  – капитальные вложения на реконструкцию;

$K_{np}$  – прямые затраты;

$K_c$  – сопутствующие затраты;

$K_{нир}$  – затраты на научно-исследовательскую работу.

$$K_{np} = 0,9 A_r \cdot C_{\text{ПРОЕКТ}}, \quad (40)$$

где  $A_r$  – годовая программа выпуска изделий, шт.

$$K_c + K_{нир} = (2, \dots, 5) K_{np}, \quad (41)$$

$$K_{np} = 0,9 \cdot 10000 \cdot 422,55 = 3802,950 \text{ тыс. руб.}$$

$$K_c + K_{нир} = 2 \cdot 3802,950 = 7605,900 \text{ тыс. руб.}$$

$$K_p = 3802,950 + 7605,900 = 11408,850 \text{ тыс. руб.}$$

#### 4.6 Оценка эффективности инвестиций

Для определения экономической целесообразности осуществления инвестиционного проекта используется система показателей. Простая норма прибыли.

Под простой (минимальной) нормой прибыли понимается наименьший гарантированный уровень доходности, сложившийся на рынке капиталов. При этом средняя за период жизни проекта, например один год, расчетная (чистая) прибыль сопоставляется с капитальными вложениями в проект.

$$ПНП = \frac{P_p}{K_p}, \quad (42)$$

где ПНП – простая норма прибыли;

$P_p$  – прибыль расчетная, тыс. руб.;

$$ПНП = \frac{1123,990}{11408,850} = 0,999$$

$$P_p = P_о \cdot \kappa_{н.п.}, \quad (43)$$

где  $P_о$  – балансовая (общая) прибыль;

$\kappa_{н.п.}$  – коэффициент, учитывающий налог на прибыль,  $\kappa_{н.п.} = 0,7$ .

$$P_p = 1605,700 \cdot 0,7 = 1123,990 \text{ тыс. руб.}$$

Балансовая (общая) прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены изделия и плановой ее полной себестоимости с учетом годовой программы выпуска:

$$P_о = (C_{отп} - C_{проект})A_r, \quad (44)$$

$$P_о = (583,12 - 422,55)10000 = 1605,700 \text{ тыс. руб.}$$

#### 4.7 Срок окупаемости инвестиций

Срок окупаемости – это минимальный временной интервал (от начала осуществления инвестиционного проекта), за пределами которого суммарный эффект становится равным нулю и остается в дальнейшем положительным. При этом весь объем получаемых проектом денежных средств (от реализации продукции), которым относятся суммы прибыли и амортизации, засчитываются как возврат на первоначально инвестированный капитал. Расчет проводится

путем постепенного, шаг за шагом, вычитания из общего объема капитальных затрат суммы амортизационных отчислений и чистой прибыли за очередной интервал времени планирования. Интервал, в котором остаток становится отрицательным, означает искомый «срок окупаемости».

$$T_{ок} = \frac{K_p}{(П_p + \Phi_{амор})}, \quad (45)$$

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

$$T_{ок} = \frac{11408,850}{(1123,990 + 1396,451)} = 4,5 \text{ года}$$

#### 4.8 Точка безубыточности проекта

Цель расчета «точки безубыточности проекта» – определить критический объем производства, при котором прибыль становится нулевой, так как выручка от реализации совпадает с издержками производства. Сравнение с планируемым объемом производства позволяет определить «запас прочности производства».

Точка безубыточности проекта:

$$A_{кр} = \frac{B}{Ц_{отп} - a}, \quad (46)$$

где  $A_{кр}$  – критический объем производства шт./год;

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

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

$$A_{кр} = \frac{777000}{583,12 - 347,79} = 3302 \text{ шт./год}$$

Таблица 38 – Нахождение точки безубыточности

Наименование показателя	Сумма		Структура к цене, %
	На деталь, руб.	На программу, тыс. руб.	
Отпускная цена	583,12	5831,200	100
Переменные издержки	347,79	3477,900	59,64
Постоянные издержки	77,7	777,000	13,33

Объем от реализации продукции определяется по формуле:

$$V = C_{отп} \cdot A_r, \quad (47)$$

где  $V$  – объем от реализации продукции, тыс. руб.

$$V = 583,12 \cdot 10000 = 5831,200 \text{ тыс. руб.}$$

Объем общих издержек определяется по формуле:

$$C = aA_r + B, \quad (48)$$

где  $C$  – объем общих издержек, тыс. руб.

$$C = 347,79 \cdot 10000 + 777,000 = 3478,677 \text{ тыс. руб.}$$

К условно-постоянным издержкам относят: расходы по содержанию и эксплуатации оборудования, общецеховые расходы, общезаводские расходы, внепроизводственные расходы, расходы будущих периодов, налоги, включаемые в себестоимость продукции и другие.

К условно-переменным издержкам относят: стоимость основных материалов с учетом транспортно-заготовительных расходов, затраты на заработную плату рабочих, включая основную, дополнительную, отчисления на социальные нужды, и другие

Для оценки рассчитанного значения и фактической программой выпуска деталей следует определить относительный запас прочности по формуле:

$$\delta = \frac{A_r - A_{кр}}{A_r} 100\%, \quad (49)$$

где  $\delta$  – относительный запас прочности, %.

$$\delta = \frac{10000 - 3302}{10000} 100\% = 66,98\%$$

Вывод: В данном разделе выпускной квалификационной работы выполнен расчет затрат на изготовление и определена себестоимость главной передачи автомобиля КамАЗ-5320. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности инвестиций. Был проведен анализ безубыточности производства. Запас прочности равен 66,98%, он показывает, на сколько можно снизить объем производства и реализации продукции без угрозы его финансового положения.

## 5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Данная выпускная квалификационная работа связан с модернизацией трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320. Поэтому предусмотрен комплекс мер по обеспечению безопасности жизнедеятельности при эксплуатации, обслуживании и ремонте трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320.

### 5.1 Техническое обслуживание

Техническое обслуживание подразделяются на следующие виды:

- ежедневное техническое обслуживание (ЕО);
- техническое обслуживание в начальный период эксплуатации;
- первое техническое обслуживание (ТО-1);
- второе техническое обслуживание (ТО-2);
- сезонное техническое обслуживание (СО).

### 5.2 Периодичность технического обслуживания

Ежедневное обслуживание выполняется перед выездом автомобиля на линию и по его возвращению.

Техническое обслуживание в начальный период эксплуатации выполняется после первых 1000 км пробега.

Сезонное обслуживание выполняется 2 раза в год - весной и осенью и совмещается с очередным техническим обслуживанием.

Периодичность технических обслуживаний ТО-1 и ТО-2 корректируется в зависимости от категории условий эксплуатации автомобиля и климатических районов согласно ГОСТ 21624-81 и Положению о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Для первой категории условий эксплуатации ТО-1 выполняется через каждые 4000 км пробега, ТО-2 - через каждые 16000 км пробега [20].

### 5.3 Требования безопасности и предупреждения

1) Обслуживать автомобиль рекомендуется на горизонтальной площадке. Автомобиль должен быть заторможен стояночным тормозом, в коробке передач включена первая передача, под колеса должно быть установлено не менее двух башмаков, аккумуляторные батареи отсоединены выключателем, подача топлива отключена (рукоятка останова двигателя вытянута на себя до отказа и зафиксирована установкой распорки между рукояткой и панелью).

2) При ежедневном техническом обслуживании, осмотреть коробку переключения передач, а также ведущие мосты и проверить нет ли подтекания масла, при необходимости устранить неисправность.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89



3) При техническом обслуживании в начальный период эксплуатации и при каждом третьем ТО-2 заменить масло в картере коробки переключения передач и ведущих мостах. Заливать масло (ТСП-15К (при температуре не ниже -30 С) или всесезонно масло ТМ5-12рк) до уровня контрольно-заливного отверстия на задней стенке картера коробки переключения передач и в картерах ведущих мостов. При замене масла использовать ключи 17х19 и 27х30, емкость для отработанного масла, маслораздаточный бак модели 133М, обтирочный материал.

4) При проведении ТО-2 проверить и при необходимости довести до нормы уровень масла в картере коробки переключения передач и в картерах ведущих мостов. Очистить от грязи сапуны коробки переключения передач, ведущих мостов и промыть в дизельном топливе [21].

#### 5.4 Ремонт и регулировка коробки переключения передач

Ремонт связан с частичной или полной разборкой коробки переключения передач для устранения неисправностей и для проведения регулировочных работ.

На разрабатываемой коробки переключения передач конические подшипники первичного вала регулируются, как и на серийной коробке, путем изменения количества прокладок под крышками при снятой с автомобиля коробки переключения передач.

Перед регулировкой подшипников первичного вала установить коробку так, чтобы верхний люк был в горизонтальном положении, и снять с него крышку. Осевое перемещение первичного вала должно находиться в пределах 0,15...0,20 мм. Контролируется осевое перемещение вала индикатором часового типа.

Для регулировки подшипников первичного вала требуется:

1) установить индикатор на плоскость картера так, чтобы его ножка упиралась в торец шлица средней части первичного вала;

2) пользуясь монтажной лопаткой как рычагом, через шестерню переместить вал до полной остановки стрелки индикатора, плавно уменьшить величину осевого усилия, прикладывая на длине рычага 0,5м до 2...5 Н и зафиксировать показания индикатора;

3) прилагая осевую силу в обратном направлении, аналогично зафиксировать второе показание индикатора.

Суммарное перемещение стрелки индикатора должно быть 0,15...0,20 мм. При большей величине зазора необходимо удалить регулировочные прокладки из-под передней крышки подшипника.

Паразитные шестерни высшей и низшей передачи жестко закреплены на валах, а валы на конических подшипниках установлены между треугольными пластинами.

Конические подшипники осей паразитных шестерен регулируются изменением количества регулировочных прокладок под распорными втулками. Для регулировки подшипников осей паразитных шестерен требуется:

1) установить водило в слесарных тесках;

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

2) установить индикатор на плоскость пластины так, чтобы его ножка упиралась в торец средней части оси паразитной шестерни;

3) пользуясь монтажной лопаткой как рычагом, через шестерню переместить вал до полной остановки стрелки индикатора, плавно уменьшать величину осевого усилия, прикладывая на длине рычага 0,5м до 2...5 Н и зафиксировать показания индикатора;

4) прилагая осевую силу в обратном направлении, аналогично зафиксировать второе показание индикатора.

Суммарное перемещение стрелки индикатора должно быть 0,08...0,13 мм. При большей величине зазора необходимо удалить регулировочные прокладки из-под распорной втулки. Такую регулировку произвести для обеих осей поочередно.

## 5.5 Ремонт и регулировка ведущих мостов

В главной передаче регулируют затяжку конических подшипников ведущей конической шестерни автомобиля КамАЗ-5320, подшипников ведущего проходного вала, конических подшипников промежуточного вала и корпуса межколесного дифференциала. Подшипники в этих узлах регулируют с преднатягом. При регулировках надо очень тщательно проверять преднатяг во избежание появления неисправностей, поскольку слишком сильная затяжка подшипников приводит к их перегреву и выходу из строя.

В главных передачах предусмотрена также возможность регулировки зацепления конических шестерен. Однако надо иметь в виду, что регулировку работающей пары в процессе эксплуатации производить нецелесообразно. Она проводится с ремонтным или новым комплектом пары конических шестерен при замене изношенной пары. Регулировки подшипников и зацепления конических шестерен проводятся на снятой с автомобиля главной передаче.

Регулировка подшипников ведущей конической шестерни главной передачи среднего ведущего моста автомобиля КамАЗ-5320 осуществляется подбором необходимой толщины двух регулировочных шайб, которые устанавливаются между внутренним кольцом переднего подшипника и распорной втулкой. После установки регулировочных шайб гайка крепления затягивается моментом 240 Нм (24 кгс-м). При затяжке необходимо проворачивать ведущую шестерню, чтобы ролики заняли правильное положение в обоймах подшипников.

Затем контргайку затягивают моментом 240-360 Нм (24-36 кгс-м) и фиксируют. Величина преднатяга подшипников проверяется моментом, необходимым для проворачивания ведущей шестерни. При проверке момент сопротивления проворачиванию ведущей шестерни в подшипниках должен составлять 0,8-3,0 Нм (0,08-0,30 кгс-м). Замерять момент сопротивления надо при плавном вращении шестерни в одну сторону и не менее чем после пяти полных оборотов. Подшипники при этом должны быть смазаны.

Регулировка подшипников ведущей конической шестерни главной передачи заднего ведущего моста автомобиля КамАЗ-5320 осуществляется подбором необходимой толщины регулировочных шайб, которые устанавливаются между

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

внутренней обоймой переднего подшипника и опорной шайбой. Момент сопротивления проворачиванию вала ведущей шестерни должен быть 0,8-3,0 Нм (0,08-0,30 кгс-м). При проверке этого момента крышку стакана подшипника надо сдвинуть в сторону фланца так, чтобы сальник не оказывал сопротивления вращению. После окончательного подбора регулировочных шайб гайку фланца карданного шарнира затягивают моментом 240-360 Нм (24-36 кгс-м) и зашлифовывают.

Конические роликовые подшипники промежуточного вала главной передачи автомобиля КамАЗ-5320 регулируют подбором толщины двух регулировочных шайб, которые устанавливают между внутренними обоймами подшипников. Момент сопротивления проворачиванию промежуточного вала в подшипниках должен составлять 2-4 Нм как при регулировке подшипников ведущей шестерни.

Регулировка преднатяга конических роликовых подшипников корпуса дифференциала осуществляется при помощи гаек. Преднатяг контролируют по величине деформации картера при затягивании регулировочных гаек. При регулировке предварительно затягивают болты крепления крышек моментом 100-120 Нм (10-12 кгс-см). Затем завертыванием регулировочных гаек обеспечивают такой преднатяг подшипников, при котором расстояние между торцами крышек подшипников увеличивается на 0,1-0,15 мм. Расстояние измеряют между площадками для стопоров гаек подшипников дифференциала. Для того чтобы ролики в обоймах подшипников занимали правильное положение, в процессе регулировки корпус дифференциала надо провернуть несколько раз. При достижении необходимого преднатяга регулировочные гайки стопорят, а болты крепления крышек подшипников окончательно затягивают моментом 250-320 Нм (25-32 кгс-м) и также стопорят.

## 5.6 Основные правила техники безопасности

1) Перед началом работ слесарь-ремонтник должен привести в порядок спецодежду – костюм хлопчатобумажный ГОСТ 27575-87, рукавицы комбинированные ГОСТ 12.4.010-75, ботинки кожаные ГОСТ 12.4.103-83 и правильно надеть ее: обшлага рукавов и полы куртки застегнуть; волосы убрать под плотно облегающий головной убор; обувь должна быть зашнурована (застегнута) и плотно сидеть на ногах; при работе с нефтепродуктами пользоваться защитными дерматологическими средствами для рук ГОСТ 12.4.068-79.

2) В помещении, где будет производиться ремонт должны быть аптечка для оказания первой медицинской помощи пострадавшему, средства пожаротушения, а также план эвакуации в случае пожара.

3) Все оборудование, используемое в помещении, должно иметь заземление и зануление, автоматическое отключение электроустановок в случае аварии или замыкания цепи, вытяжные шкафы и обще-обменную вентиляцию, защитные кожухи для вращающихся деталей. Запрещается касаться токопроводящих частей руками или металлическими предметами.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

4) Перед работой необходимо проверить наличие и исправность средств защиты; убедиться в том, что к выключателям электроустановок существует свободный доступ; проверить исправность и надежность инструмента и оборудования.

5) Измерительный инструмент (линейка, набор индикаторов, штангенциркуль и др.) должен быть чистым и сухим, без сколов и заусенцев, с четко видимой шкалой. Его следует держать в отдельных коробочках.

6) Следует убедиться в технической исправности грузоподъемных машин (тали, электротельфера, поворотной стрелы и др.) и опробовать их. Запрещается применять сращенные тросы и соединенные болтами цепи. Поднимать и опускать коробку следует строго вертикально, плавно, без рывков.

7) Разбирать и собирать коробку следует на специальных стендах, которые обеспечивают ее устойчивое положение. Во избежание самопроизвольного опускания поворотных стенов их следует закреплять специальными фиксаторами.

8) Для отворачивания гаек пользоваться торцевыми и накидными ключами, подбирая их строго по размеру гаек. Ключи не должны иметь трещин, забоин; если ключи не подходят к гайкам, пользоваться раздвижными ключами (раздвижные ключи не должны иметь слабины в подвижных частях); если необходим длинный рычаг, использовать ключи с длинной ручкой, но не вращать его другим ключом или трубой. Для затягивания гаек применять динамометрический ключ. Инструмент приносится к месту работы и уносится в специальных ящиках и хранится в шкафах. Запрещается приносить инструмент в руках и в карманах одежды.

9) Во время разборки и сборки рекомендуется пользоваться съемниками, оправками и другими приспособлениями. Силовой винт съемника устанавливать согласно снимаемой детали, лапки его при этом должны прочно удерживать деталь.

10) Совмещение отверстий при сборке осуществлять только бородком или специальным стержнем (ни в коем случае не пальцем).

11) Не разливать на пол масло. Руки, детали, инструмент, пол должны быть сухими и чистыми.

12) К работе с керосином допускать только лиц прошедших специальный инструктаж по техники безопасности и противопожарным мероприятиям. Промывать детали в керосине и других растворителях только в специальных перчатках и при этом выполнять противопожарные требования.

13) Снятые детали в соответствующем порядке нужно укладывать на стеллажи или верстак так, чтобы они не скатывались и не падали.

14) По окончании работы:

- Привести в порядок рабочее место, посыпать пол влажными древесными опилками и затем подмести его.
- Протереть тряпкой (ветошью) ручной инструмент и убрать его в шкаф.
- Вымыть лицо и руки теплой водой с мылом или принять душ.

Вывод: В данном разделе предусмотрен комплекс мер по обеспечению безопасности жизнедеятельности при эксплуатации, обслуживании и ремонте трансмиссии автомобиля КамАЗ-5320. Главную причиной несчастных случаев, травм, ушибов при ремонте является неосторожное обращение с инструментами и вспомогательными механизмами. Для предотвращения этого были составлены требования безопасности перед началом проведения, во время проведения, а также по окончании проведения ремонтных работ.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе предложены мероприятия по модернизации автомобиля КамАЗ-5320. На данном автомобиле были увеличены: масса автомобиля на 1000 кг и грузоподъемность автомобиля на 1000 кг, при этом максимальная скорость машины стала больше, следовательно, скоростные характеристики увеличились. Динамический фактор вырос с 0,0205 до 0,0295, что позволяет сделать вывод об улучшении динамических показателей. При всех изменениях в коробке переключения передач и ведущих мостах автомобиля КамАЗ-5320, межосевое расстояние осталось прежним, поэтому корпус коробки переключения передач и корпуса ведущих мостов остаются без изменений. Проведенные расчеты показали, что производительность модернизированного автомобиля увеличилась на 20%.

Проведен анализ новой коробки переключения передач и ведущих мостов автомобиля. Посчитаны передаточные числа на каждой передаче, рассчитана внешняя скоростная характеристика двигателя КамАЗ-740.51.320 с новой коробкой переключения передачи ведущими мостами, рассчитаны тяговые и динамические характеристики автомобиля. Проведен проверочный расчет на прочность зубчатого зацепления, показавший, что фактические напряжения не превышают предельно допустимые. Произведен краткий обзор возможностей системы автоматизированного проектирования Компас 3Dv16, которая использовалась при расчетах.

Разработан технологический процесс производства детали «Зубчатое колесо» на станке с ЧПУ DMG Sprint 65, кривошипном горячештамповочном прессе КД2130 и зубофрезерном станке 53А11.

Выполнен расчет затрат на изготовление и определена себестоимость редуктора заднего моста, рассчитана его себестоимость. Дана оценка коммерческой состоятельности и эффективности инвестиций. Проведен анализ безубыточности производства.

Для слесаря-ремонтника предусмотрен комплекс мер по обеспечению безопасности жизнедеятельности при эксплуатации, обслуживании и ремонте коробки переключения передач и ведущих мостов автомобиля.

На основе чертежей в дальнейшем планируется изготовление опытного образца коробки переключения передач и главной передачи, их испытания, выявление недостатков и доводка.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Официальный сайт ПАО "КАМАЗ" – <https://kamaz.ru>
- 2 Цитович, И. С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович. – Минск, Из-во «Наука и техника», 1979 – 256 с.
- 3 Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; под ред. Б.А. Шароглазова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – 525 с.
- 4 Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов /С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
- 5 Альгин, В. Б.Динамика трансмиссии автомобиля и трактора/ В. Б.Альгин,В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко – Минск: Наука и техника,1986. – 214 с.
- 6 Гришкевич, А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984 – 272 с.
- 7 Большаков, В.П. Основы 3-D моделирования: учебное пособие / В.П. Большаков, А.Л. Бочков. – Санкт-Петербург: Изд. Питер, 2012. – 304 с.
- 8 ГОСТ 4543-71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2008. – 68 с.
- 9 Токарные станки с ЧПУ – [http://stankinn.ru/doosan\\_tokarnye\\_s\\_chpu](http://stankinn.ru/doosan_tokarnye_s_chpu)
- 10 Кривошипный горячештамповочный пресс КД2130 – <http://delta-grup.ru/bibliot/8/17.htm>
- 11 Зубофрезерный станок 53А11 – <http://novator-grp.ru/rus/stanki-ussr/53A11>
- 12 ГОСТ 14952-75. Сверла центровочные комбинированные. Технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 13 с.
- 13 ГОСТ 18879-73. Резцы токарные проходные упорные с пластинами из твердого сплава. Конструкция и размеры. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 6 с.
- 14 ГОСТ 166-89. Штангенциркули. Технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 9 с.
- 15 ГОСТ 24969-81. Калибры для контроля шлицевых эвольвентных соединений с углом профиля 30 градусов. Допуски. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 12 с.
- 16 Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть 1. – М.: Машиностроение, 1967.
- 17 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. / под ред. А.Г. Косиловой. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.:Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 496 с.
- 18 Организационно-экономическая часть дипломного проекта: учебное пособие/ Заслонов В.Г. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 61 с.
- 19 Заслонов, В.Г. Организация производства и менеджмент: учебное пособие / В.Г. Заслонов. – Челябинск: Изд. Центр ЮУрГУ, 2014. – 37 с.

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

20 Полосков, В.П. Устройство и эксплуатация автомобилей. Учебное пособие для подготовки водителей категории "С"/ В. П. Полосков, П.М. Лещев, В.П. Хартанович. – М.: ДОСААФ, 1987. – 318 с.

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

					<i>ЮУрГУ.23.05.01.717.00 ПЗ</i>	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		