

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(национальный исследовательский университет)

Факультет «Автотракторный»  
Кафедра «Колесные, гусеничные машины и автомобили»  
Специальность 190201 «Автомобиле и тракторостроение»

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
\_\_\_\_\_ (В.Н. Бондарь)

\_\_\_\_\_ 2016 г.

ЗАДАНИЕ  
на выпускную квалификационную работу студента  
Башарова Артема Радиковича

\_\_\_\_\_ (Ф. И.О. полностью)

Группа ЗФ – 635

1 Тема работы

Автомобиль Lada Granta с коробкой передач уменьшенного осевого габарита

утверждена приказом по университету от \_\_\_\_\_ 201\_ г. № \_\_\_\_\_

(утверждена распоряжением по факультету от \_\_\_\_\_ 201\_ г. № \_\_\_\_\_)

2 Срок сдачи студентом законченной работы «31» мая \_\_\_\_\_ 2016г

3 Исходные данные к работе

3.1 Прасолов, Н. С. Обоснование режимов переключения в автомобильной коробке передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений: автореферат дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук / Н. С. Прасолов. – Челябинск: Изд-во НТЦ-НИИОГР, 2004г.

3.2 Косилова А. Г. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. Т2/ Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд. перер. и доп. – М.: Машиностроение, 1985г.

3.3 Вахламов В. К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006г.






7 Дата выдачи задания \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (Ф.И.О)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_  
(подпись студента) (Ф.И.О.)

## КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы	Отметка о выполнении руководителя

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ / В.Н. Бондарь /

Руководитель работы (проекта) \_\_\_\_\_ /И.О. Ф. \_\_\_\_\_ /

Студент \_\_\_\_\_ /И.О. Ф. \_\_\_\_\_ /

## АННОТАЦИЯ

Башаров А.Р. Автомобиль Лада Гранта с коробкой передач уменьшенного осевого габарита. – Челябинск: ЮУрГУ, ЗИЭФ, кафедра «КГМ и А», 2016г. ПЗ – 106 с., рисунков – 14, таблиц – 15, библиографический список – 20 наименований, приложений – 2, чертежей и плакатов формата А1 – 11 листов.

### АВТОМОБИЛЬ LADA GRANTA С КОРОБКЕЙ ПЕРЕДАЧ УМЕНЬШЕННОГО ОСЕВОГО ГАБАРИТА

Разрабатываемая коробка передач – четырёхступенчатая с ручным приводом управления. Переключение передач происходит в результате изменения межосевого расстояния в переключаемой паре зубчатых колес.

Проведен анализ конструкций коробок передач легковых переднеприводных автомобилей. Разработана кинематическая схема механической ступенчатой коробки передач без разрыва потока мощности изменением межосевого расстояния для установки на легковой автомобиль Lada Granta. Приведена оценка экономической эффективности внедрения новой коробки передач. Рассмотрены вопросы безопасности жизнедеятельности.

					<b>190201.2016.395.00.00.ПЗ</b>					
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>	<b>АННОТАЦИЯ</b>					
<i>Разраб.</i>	<i>Башаров</i>							<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Окольников</i>								3	106
<i>Реценз.</i>								<i>ЮУрГУ Кафедра «КГМ и А»</i>		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Дуюн</i>									
<i>Утверд.</i>	<i>Бондарь</i>									

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	8
1.1 Классификация современных автомобильных коробок передач.....	8
1.2 Требования к ступенчатым коробкам передач .....	10
1.3 Конструкция ступенчатых коробок передач.....	11
1.3.1 Двухвальные коробки передач .....	11
1.3.2 Трёхвальные коробки передач.....	15
1.3.3 Приводы переключения передач автомобилей.....	18
1.4 Формирование требований к новой коробке передач.....	22
2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ.....	25
2.1 Обеспечение выполнения требований к новой коробке передач.....	25
2.1.1. Требования по включению передачи.....	25
2.1.2 Требования к неразрывности потока мощности при переключении передач.....	26
2.1.3 Требования к конструкции экспериментальной коробки передач.....	27
2.2 Предлагаемая схема коробки передач .....	28
2.3 Требования к конструкции экспериментальной коробки передач .....	32
2.4 Определение передаточных чисел экспериментальной коробки передач .....	33
2.5 Определение выходного крутящего момента .....	34
2.6 Силовой расчет зубчатых зацеплений коробки передач на динамические нагрузки .....	35
2.6.1. Проверочный расчет передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (на примере 4-ой передачи) .....	35
2.6.2 Проверочный расчет передачи на выносливость зубьев при изгибе.....	41
2.6.3 Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки .....	43
2.6.4 Проверочный расчёт передачи на прочность при изгибе максимальной нагрузкой .....	46
2.7 Конструкция привода переключения передач .....	47
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ .....	49
3.1 Служебное назначение объекта производства .....	49
3.2 Определение типа производства .....	49
3.3 Анализ соответствия технических требований и норм точности служебному назначению изделия.....	51

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4

3.4	Анализ технологичности конструкции изделия .....	52
3.5	Технологический процесс изготовления детали .....	52
3.6	Анализ технологичности конструкции детали .....	53
3.7	Выбор метода получения заготовки .....	55
3.8	Выбор и обоснование технологических баз .....	57
3.9	Выбор оборудования .....	58
3.10	Расчёт припусков .....	60
3.11	Разработка технологических операций и операционной технологии .....	62
3.12	Расчёт режимов резания .....	63
3.13	Технология сборки экспериментальной коробки передач с переключением передач изменением межосевого расстояния .....	77
3.13.1	Сборка блока промежуточных шестерен .....	77
4	ОРГАНИЗАЦИОННО ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ .....	82
4.1	Расчетная себестоимость изготовления экспериментальной коробки передач .....	82
4.2	Анализ прогрессивности проектируемой коробки передач .....	82
4.3	Расчет затрат при производстве детали .....	86
4.4	План маркетинга .....	90
4.5	Оценка коммерческой состоятельности дипломного проекта .....	91
4.6	Оценка эффективности инвестиций .....	91
4.7	Срок окупаемости инвестиций .....	92
4.8	Точка безубыточности .....	93
5	БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ .....	96
5.1	Требования к безопасности, учитываемые при проектировании коробки передач .....	96
5.2	Безопасность коробки передач для человека .....	97
5.3	Надёжность коробки передач .....	100
5.4	Удобство эксплуатации коробки передач .....	104
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	105
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	106
	ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	108
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б .....	109



## ВВЕДЕНИЕ

Коробка передач автомобиля предназначена для преобразования крутящего момента частоты вращения, развиваемых коленчатым валом двигателя для получения различных тяговых усилий на ведущих колёсах при трогании автомобиля с места и его разгоне, при движении автомобиля и преодолении различных дорожных препятствий, а также для обеспечения движения автомобиля в широком диапазоне скоростей. Необходимость преобразования определяется характером изменения крутящего момента двигателя внутреннего сгорания, особенностью которого является относительно малая приспособляемость к изменениям внешней нагрузки. Коэффициент приспособляемости двигателя, представляющий отношение максимального крутящего момента двигателя к моменту при максимальной мощности, равен 1,15...1,25. Кроме того, диапазон частот вращения Эффективной работы двигателя находится в интервале 2000...6000 об/мин и изменяется всего раза в три, в то время как частота вращения колёс автомобиля изменяется в несколько десятков раз. Поэтому, пока на автомобилях используются двигатели внутреннего сгорания, будет существовать необходимость в использовании коробки передач.

Коробка передач даёт возможность двигаться с малыми скоростями, которые не могут быть обеспечены двигателем внутреннего сгорания, коленчатый вал которого развивает высокую минимально устойчивую частоту вращения. Кроме того, коробка передач должна обеспечить возможность движения задним ходом и длительное отсоединение двигателя от трансмиссии при его пуске, на стоянке или при движении автомобиля накатом.

В настоящее время существует множество конструкций автомобильных коробок передач. Каждая из них обладает различными свойственными им достоинствами и недостатками. Целью данной выпускной квалификационной работы является разработка коробки передач для переднеприводного легкового

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

автомобиля на основе эвольвентных зубчатых зацеплений и расчёт параметров этих зацеплений. Решить данную проблему можно, проведя анализ существующих конструкций для выявления их достоинств, недостатков и причин этих недостатков. Затем на основании проведённого анализа сформировать требования к новой коробке передач, синтезировать кинематическую схему, объединяющую в себе достоинства существующих конструкций и избавленную от характерных для них недостатков, а также максимально уменьшить осевой габарит.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

## 1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

В данном разделе представлена разновидность современных автомобильных коробок переменных передач, проведен анализ их конструкций с рассмотрением наиболее распространенных в настоящее время схем, применяющихся на переднеприводных легковых автомобилях, и сформированы требования к новой коробке передач с учетом выявленных недостатков.

### 1.1 Классификация современных автомобильных коробок передач

В наше время существует несколько классификаций автомобильных коробок переменных передач.

По способу изменений передаточного числа:

- 1) ступенчатые;
- 2) бесступенчатые;
- 3) комбинированные;

По характеру связи между ведущим и ведомым валами:

- 1) механические;
- 2) гидравлические;
- 3) электрические;
- 4) комбинированные.

По способу управления:

- 1) неавтоматические;
- 2) полуавтоматические;
- 3) автоматические;
- 4) с комбинированным управлением.

На множестве легковых и грузовых автомобилей применяются ступенчатые коробки передач. В выпускной квалификационной работе новая экспериментальная коробка передач относится к типу ступенчатых коробок передач.

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	190201.2016.395.00.00 ПЗ				

В большинстве случаев ступенчатая коробка передач представляет собой зубчатый (шестеренный) механизм, в котором передаточное число изменяется ступенчато. Передаточные числа такой коробки передач на всех передачах, кроме высшей, больше единицы ( $u > 1$ ). При включении передач скорость вращения ведомого (вторичного) вала коробки передач уменьшается и во столько же раз увеличивается передаваемый крутящий момент от двигателя. Высшая передача в ступенчатых коробках ременных передач может быть как прямой ( $u = 1$ ), так и повышающей ( $u < 1$ ). При повышающей передаче скорость вращения коленчатого вала двигателя снижается на 10...20%, долговечность деталей коробки передач повышается, уменьшается расход топлива при движении автомобиля с той же скоростью, что и на прямой передаче.

Рассмотрим существующие на сегодняшний день ступенчатые коробки переменных передач и приведём их классификацию на рисунке 1.1 [2].



Рисунок 1.1 – Типы ступенчатых коробок передач автомобилей

В следующих пунктах перечислим, какие требования предъявляются к ступенчатым коробкам передач, рассмотрим устройство и принцип действия каждого типа ступенчатых коробок передач, сравним их между собой и найдём наиболее подходящую конструкцию, на базе которой будет создана экспериментальная коробка передач для автомобиля Лада Гранта.

## 1.2 Требования к ступенчатым коробкам передач

Следует выделить следующие главные требования, к ступенчатым коробкам передач, обеспечение наилучших тяговых и топливно-экономических свойств автомобиля; высокий КПД; легкость управления; безударное переключение передач; бесшумность работы; невозможность включения одновременно двух передач или передачи заднего хода при движении вперед; надежное удержание передач во включенном и нейтральном положениях; простоту конструкции и небольшую стоимость; малые габаритные размеры и массу; удобство обслуживания и ремонта; надежность конструкции.

Чтобы удовлетворить первое требование, необходимо верно выбрать число ступеней в коробке передач и их передаточные числа. При увеличении числа ступеней необходимо обеспечить режимы работы двигателя, близкие к наиболее выгодным с точки зрения динамичности и топливной экономичности автомобиля. Так, как в этом случае усложняется конструкция, возрастают габаритные размеры и масса коробки передач, а также затрудняется управление автомобилем. При этом увеличивается время разрыва потока мощности, что может негативно сказаться на динамике автомобиля.

На легкость управления коробкой передач зависит от ее конструктивной схемы, типа привода переключений и способа переключения передач. Переход с одной передачи на другую происходит с помощью подвижных шестерен (кареток), зубчатых муфт, муфт синхронизаторов, фрикционных или электромагнитных устройств. Наиболее простыми являются коробки передач с переключающими каретками. Но они не обеспечивают безударного переключения передач, и поэтому приходится применять дополнительные способы переключения, притормаживая или ускоряя ведомые части сцепления двигателем. Долговечность коробки передач при этом оказывается совершенно недостаточной. Зубчатые муфты несколько повышают ее долговечность, таким образом удары при переключении воспринимает большее число зубьев муфт и

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

включаемых шестерен. В таком случае удары полностью не исключены, а конструкция коробки передач получается наиболее сложней.

Для безударного переключения передач устанавливают синхронизаторы, которые однако, усложняют конструкцию, а также увеличивают габаритные размеры и массу коробки передач. Однако значительное увеличение получили коробки передач, в которых высшие передачи переключают синхронизаторами, а низшие – зубчатыми муфтами и каретками.

Шум при работе коробки передач, зависящий в основном от типа установленных в ней шестерен, значительно уменьшается при замене прямозубых шестерен косозубыми или шевронными (последние используют очень редко), а также от качества применяемых шестерён.

### 1.3 Конструкция ступенчатых коробок передач

#### 1.3.1 Двухвальные коробки передач

Широкое распространение в настоящее время получили двухвальные коробки передач. В них параллельно расположены ведущий и ведомый валы, крутящий момент передаётся непосредственно с одной из шестерен первичного вала на жёстко зафиксированную синхронизатором шестерню вторичного вала, поэтому прямая передача технически невозможна. Обычно на конце вторичного вала такой КП находится ведущая шестерня главной передачи.

Двухвальные коробки передач применяются в переднеприводных автомобилях, а также заднеприводных, у которых с задним расположением двигателя. Конструктивно такие коробки передач совмещают в одном блоке с двигателем, главной передачей и дифференциалом и корзиной сцепления.

Поперечное расположение коробки передач позволяет применять главную передачу с цилиндрическими шестернями. В таком случае коробка передач расположена продольно, тогда применяется главная передача с коническими или гипоидными шестернями; последняя является более сложной в изготовлении и регулировке.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						11
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Имеются у таких коробок передач ограничение: максимальное передаточное число одной зубчатой пары коробки передач не должно превышать 4, при превышении которого увеличиваются габариты и повышается уровень шума. Это и ограничивает применение двухвальных коробок передач только легковыми автомобилями малого класса.

Если двигатель переднеприводного автомобиля с такой коробкой передач устанавливается поперечно в передней части автомобиля, то увеличение числа передач представляет определенные трудности, так как пространство конструктивно ограничено колёсными арками. Продольное же расположение коробки передач не имеет такого минуса, так как она может быть легко увеличена по длине для размещения дополнительных передач.

Применяются двухвальные коробки передач на переднеприводных автомобилях, в частности на автомобиле Лада Гранта.

Рассмотрим кинематическую схему двухвальной коробки передач для переднеприводного легкового автомобиля ВАЗ [2] представлена на рисунке рисунок 1.2.

На первичном валу 2 жестко закреплены ведущие шестерни I, II, III и IV передач и заднего хода. Вал вращается в двух подшипниках (шариковый и роликовый), один из которых установлен в картере коробки передач, а другой – в картере сцепления. Вторичный вал 8 изготовлен заодно с ведущей шестерней 7 привода главной передачи. Он вращается в двух подшипниках, которые установлены в картерах сцепления и коробки передач. На вторичном валу установлены ведомые шестерни 23, 24, 25 и 26 соответственно I, II, III и IV передач, которые находятся в постоянном зацеплении с соответствующими ведущими шестернями первичного вала.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						12
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

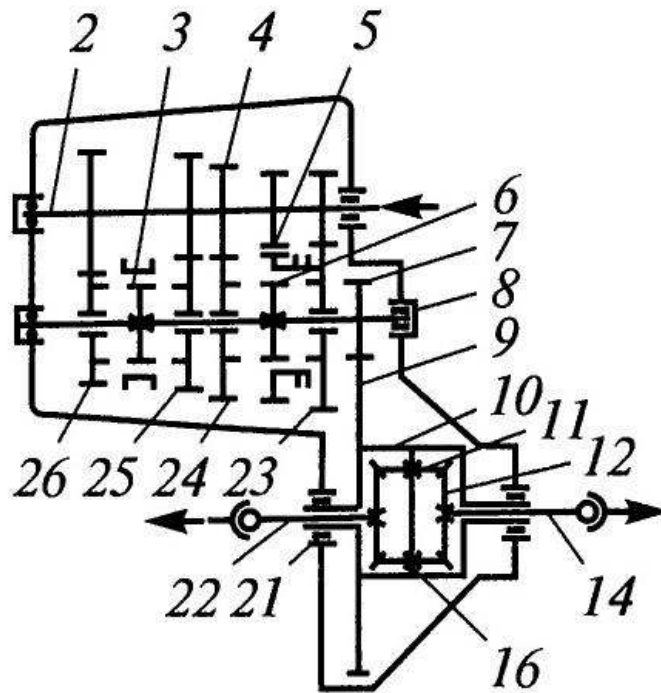


Рисунок 1.2 – Кинематическая схема коробки передач автомобиля ВАЗ:

2 – первичный вал; 3, 6 – синхронизаторы; 4, 7, 9, 12, 13, 23, 24, 25, 26 – шестерни; 5 – зубчатый венец; 8 – вторичный вал; 10 – корпус; 11 – сателлит; 14, 22 – шарниры; 16 – ось; 21 – подшипник.

Конструкция двухвальной коробки передач, применяемой на переднеприводных легковых автомобилях ВАЗ, представлена на рисунке 1.3 [2].

Такая коробка передач является механической, четырёхступенчатой, трёхходовой, с постоянным зацеплением шестерён, с синхронизаторами и ручным управлением. Картер 18 коробки передач соединен шпильками с картером 17 сцепления и образует вместе с ним один картер, в котором размещены валы с шестернями и синхронизаторами, главная передача и межколёсный дифференциал. Главная передача – одинарная, цилиндрическая, косозубая. Дифференциал – конический, двухсателлитный, симметричный, малого трения.

Картер коробки передач закрыт сзади крышкой 27, в ней установлен сапун 1 для связи внутренней полости коробки передач с атмосферой.



Промежуточная шестерня 35 заднего хода установлена на оси 34 свободно, ось закреплена в картерах коробки передач и сцепления. Принцип работы представленной коробки передач следующий: при включении I и II передач синхронизатор 6 соединяет соответственно шестерни 23 и 24 с вторичным валом коробки передач, а при включении III и IV передач синхронизатор 3 соединяет с вторичным валом соответственно шестерни 25 и 26. Задний ход включается вилкой 36 введением в зацепление шестерни 36 с шестерней 4 и зубчатым венцом 5.

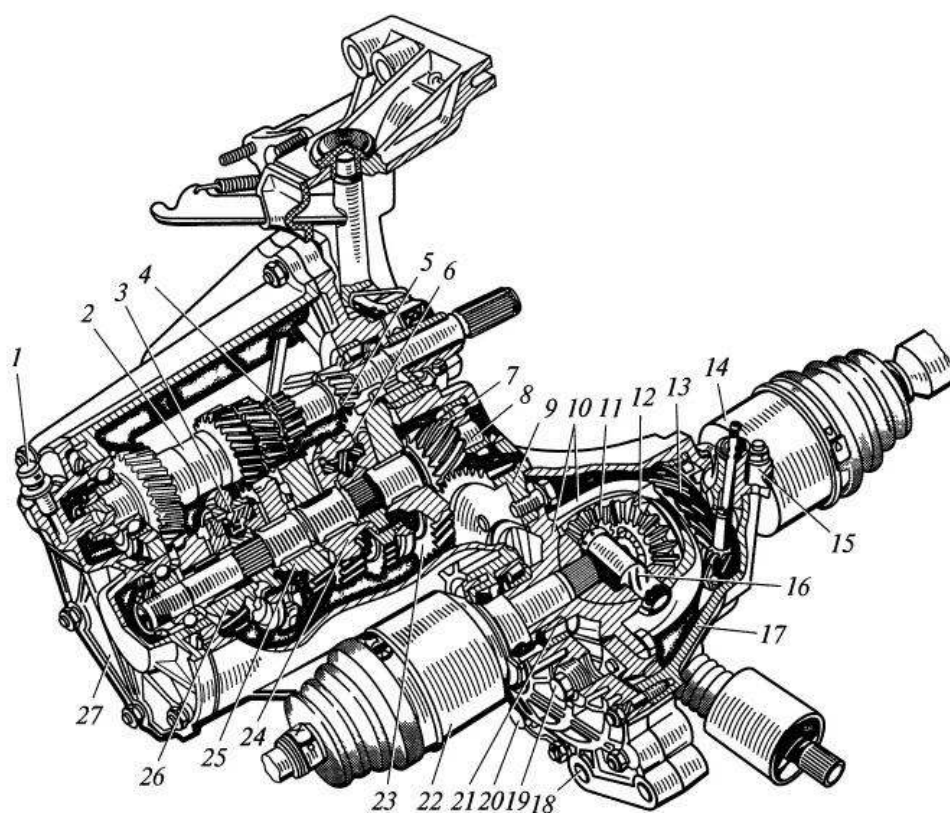


Рисунок 1.3 – Двухвальная коробка передач автомобиля ВАЗ:

1 – сапун; 2 – первичный вал; 3, 6 – синхронизаторы; 4, 7, 9, 12, 13, 23, 24, 25, 26, 35 – шестерни; 5 – зубчатый венец; 8 – вторичный вал; 10 – корпус; 11 – сателлит; 14, 22 – шарниры; 15 – привод спидометра; 16, 34 – оси; 17, 18 – картеры; 19, 20 – пробки; 21 – подшипник; 27 – крышка; 36 – вилка.

Коробка передач вместе с картером сцепления крепится к блоку цилиндров двигателя. Моторное масло заливается в коробку через резьбовое отверстие с

						Лист
					190201.2016.395.00.00 ПЗ	14
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

пробкой 19. Масло из коробки передач сливают через резьбовое отверстие с пробкой 20.

### 1.3.2 Трёхвальные коробки передач

Трёхвальные коробки передач устанавливаются, как правило, на заднеприводных легковых автомобилях с передним расположением двигателя, на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности и на автобусах. Число передач в этих коробках не менее четырех для легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности и от четырех до шести для грузовых автомобилей средней грузоподъемности.

Трёхвальные коробки передач характеризуются наличием прямой передачи. При этом на прямой передаче трёхвальная коробка имеет более высокий КПД, чем двухвальная, так как в этом случае уменьшаются потери на трение. На других передачах трёхвальной коробки в зацеплении находятся две пары зубчатых колес, в то время, как у двухвальной – одна.

Большинство легковых автомобилей с мощными двигателями в основном комплектуются шестиступенчатыми коробками передач. Для повышения жесткости картера коробки передач широко применяют оребрение. Применение новых технологий и материалов позволяет уменьшить массу коробок передач, а создание новых синхронизаторов обеспечивает улучшение легкости включения передач.

Кинематическая схема трёхвальной коробки передач для автомобиля ВАЗ представлена на рисунке 1.4 [2].

Данная коробка передач является механической, трехходовой, с постоянным зацеплением шестерен, с синхронизаторами и ручным управлением.

Коробка передач имеет четыре передачи для движения вперед и одну передачу для движения назад. Шестерни всех передач (кроме заднего хода) – косозубые – это уменьшает шум при работе коробки передач, и имеют постоянное зацепление. Шестерни передачи заднего хода – прямозубые.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						15
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

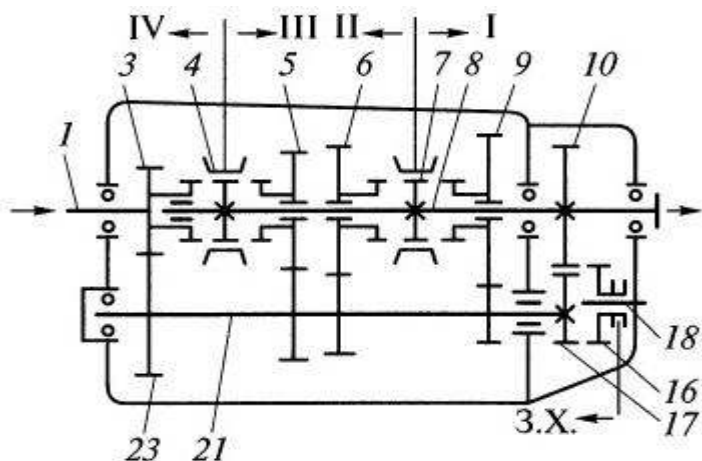


Рисунок 1.4 – Кинематическая схема трёхвальной коробки передач автомобиля ВАЗ:

1 – первичный вал; 3, 5, 6, 9, 10, 16, 17, 23 – шестерни; 4, 7 – синхронизаторы; 8 – вторичный вал; 18 – ось; 21 – промежуточный вал; I – IV — передачи.

Переключаются передачи рычагом, который имеет три хода вперед и назад для переключения передач.

Конструкция трёхвальной коробки передач для автомобиля ВАЗ представлена на рисунке 1.5.

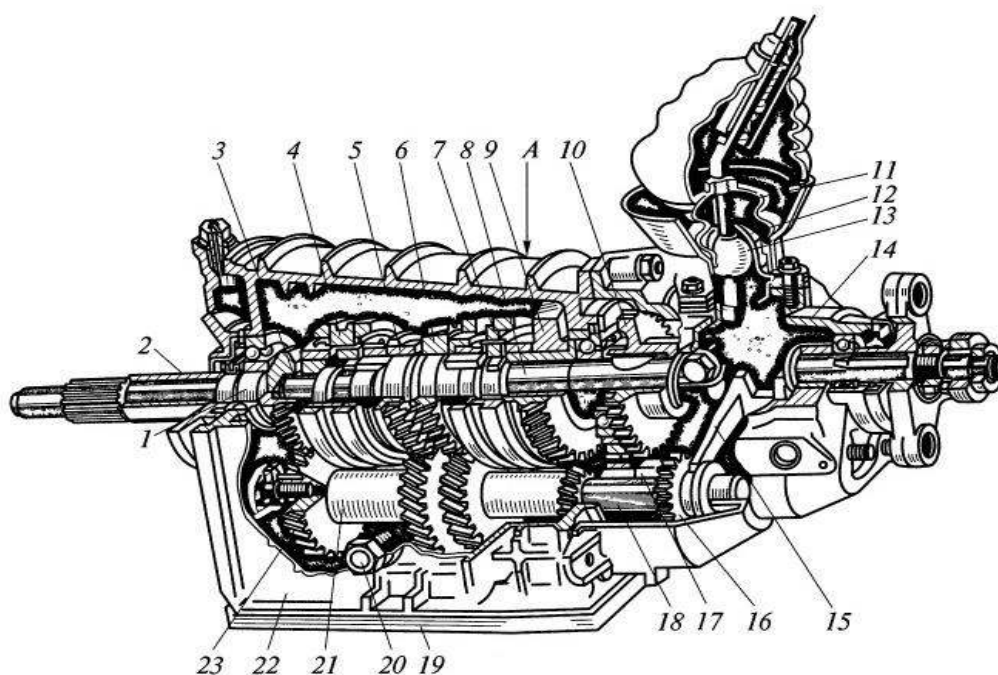


Рисунок 1.5 – Конструкция трёхвальной коробки передач автомобиля ВАЗ:

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

190201.2016.395.00.00 ПЗ

Лист

16

1 – первичный вал; 2, 12, 14, 19 – крышки; 3, 5, 6, 9, 10, 16, 17, 23 – шестерни; 4, 7 – синхронизаторы; 8 – вторичный вал; 11, 29 – пружины; 13 – рычаг; 15 – вилка; 18 – ось; 20 – пробка; 21 – промежуточный вал; 22 – картер.

В картере 22 коробки передач установлены первичный (ведущий) 1, вторичный (ведомый) 8 и промежуточный 21 валы на подшипниках. Первичный вал выполнен заодно с шестерней 3, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней 23 промежуточного вала, представляющего собой блок шестерен.

На вторичном валу свободно установлены шестерни 5, 6 и 9 соответственно III, II и I передач, находящиеся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями промежуточного вала. На вторичном валу также жестко закреплены ступицы синхронизаторов 4 и 7 и шестерня 10 заднего хода. Промежуточная шестерня 16 заднего хода свободно установлена на оси 18.

Принцип переключения передач следующий: при включении I и II передач с помощью синхронизатора 7 соединяются соответственно шестерни 6 и 9 с вторичным валом коробки передач. При включении III и IV передач синхронизатор 4 соединяет шестерню 5 и первичный вал 1 с вторичным валом. Задний ход включается с помощью вилки 15 за счет введения в зацепление шестерни 16 с шестернями 17 и 10.

Картер коробки передач закрыт крышками 19, 2 и 14. Под крышки 14 и 19 установлены прокладки.

Коробка передач крепится к заднему торцу картера сцепления. Трансмиссионное масло в нее заливается через резьбовое отверстие с пробкой 20. Сапун служит для сообщения внутренней полости коробки передач с атмосферой. Масло из коробки передач сливается через резьбовое отверстие с пробкой, которое расположено в нижней крышке 19.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						17
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

### 1.3.3 Приводы переключения передач автомобилей

Для новой экспериментальной коробки передач важно разработать привод управления из салона автомобиля. Переключение передач должно быть простым для водителя и отвечать требованиям эргономики. Рассмотрим существующие схемы переключения передач легковых автомобилей [4].

Конструкция механизма переключения передач зависит от конструкции автомобиля. В заднеприводных автомобилях рычаг располагается на корпусе коробки передач. В таком случае весь механизм переключения расположен внутри корпуса коробки передач и рычаг напрямую воздействует на него. Плюсы такой схемы: простота, более чёткое переключение передач, минимальный износ в процессе эксплуатации. Недостаток – данный привод непригоден для использования на большей части переднеприводных и всех заднемоторных автомобилях. В этом случае применяется другая схема механизма переключения: рычаг располагается дистанционно (напольно, на рулевой колонке или на панели приборов) и связан с коробкой передач при помощи расположенных вне корпуса тросов либо тяг (называемых обычно «кулисой»). Плюсы такого решения – удобное расположение рычага КПП, отсутствие его вибрации и практически полная свобода в компоновке автомобиля. Однако, дистанционный привод менее долговечен и со временем возможно разбалтывание, что требует его регулировки или замены. Кроме того, точность переключения передач с таким механизмом переключения хуже, чем при непосредственном расположении рычага на корпусе КПП.

Несмотря на различия в конструкции привода включения передач, механизм включения в большинстве коробок передач имеет одинаковое устройство. Он состоит из подвижных штоков 1, расположенных в крышке коробки передач, и закрепленных на каждом штоке вилок 2. Вилки своими концами входят в пазы муфт синхронизаторов, а вилка включения заднего хода - в кольцевую проточку шестерни заднего хода. Также в любой коробке передач

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						18
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

предусмотрены устройства, предохраняющие от неполного включения, самовыключения передачи и одновременного включения двух передач.

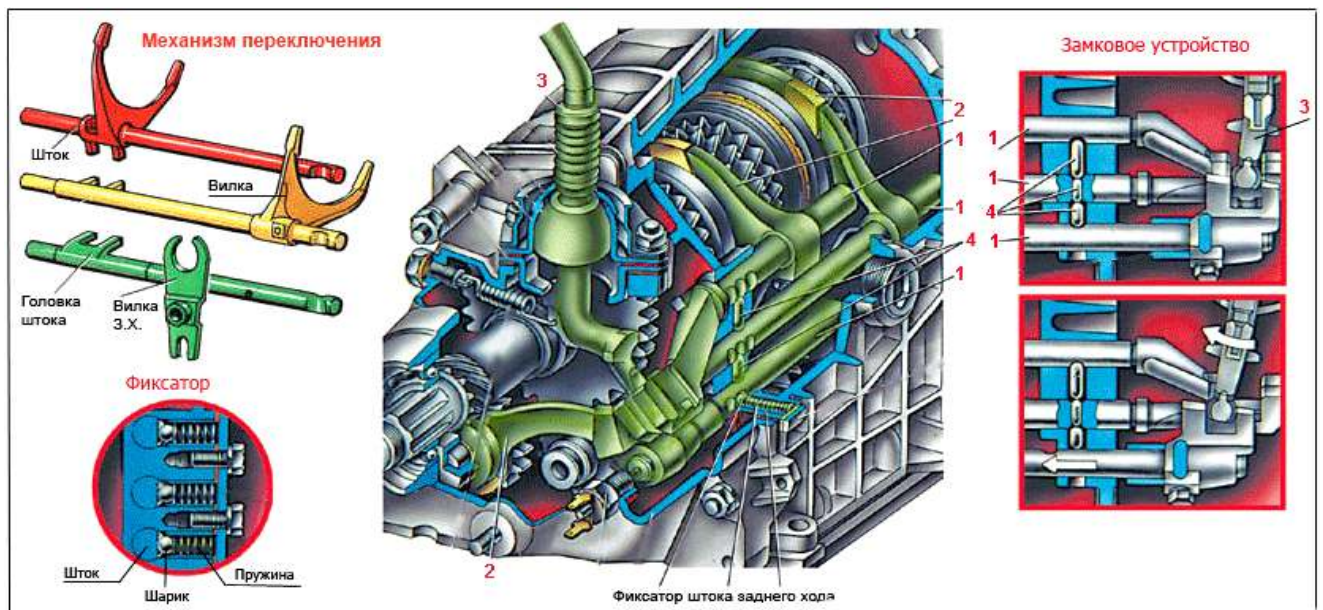


Рисунок 1.6 – Механизм переключения передач трёхвальной коробки передач автомобиля ВАЗ

При расположении рычага переключения 3 непосредственно на корпусе коробки передач его нижний конец входит в пазы головок подвижных штоков. Поперечное перемещение рычага, находящегося в нейтральном положении, приводит к выбору необходимого штока (передачи), а продольное – вызывает смещение штока, закрепленной на нем вилки и включение требуемой передачи.

Для удержания штока в нейтральном или включенном положении в нем выполнены гнезда, к которым поджимается пружиной шарик фиксатора. Штоки имеют по три гнезда под шарик фиксатора: среднее служит для удержания штока в нейтральном положении, а крайние – для фиксации одной из включенной передач. Шток вилки включения заднего хода имеет два гнезда: одно для фиксации штока в нейтральном положении, другое – во включенном положении передачи заднего хода.

Для того чтобы исключить одновременное включение двух передач, в приводе имеется замковое устройство. Один из вариантов его конструкции – три блокировочных сухаря 4. Два крайних сухаря установлены в отверстия задней

стенки картера, а средний – в отверстии среднего штока. У штоков имеются гнезда для сухарей. При перемещении одного из крайних штоков он выдавливает из своего гнезда сухарь, который, перемещаясь, входит в гнездо среднего штока и одновременно сдвигает два других сухаря, блокируя и второй крайний шток. При перемещении среднего штока, он прижимает два крайних сухаря в гнезда крайних штоков. Тем самым неподвижные штоки оказываются в запертом положении.

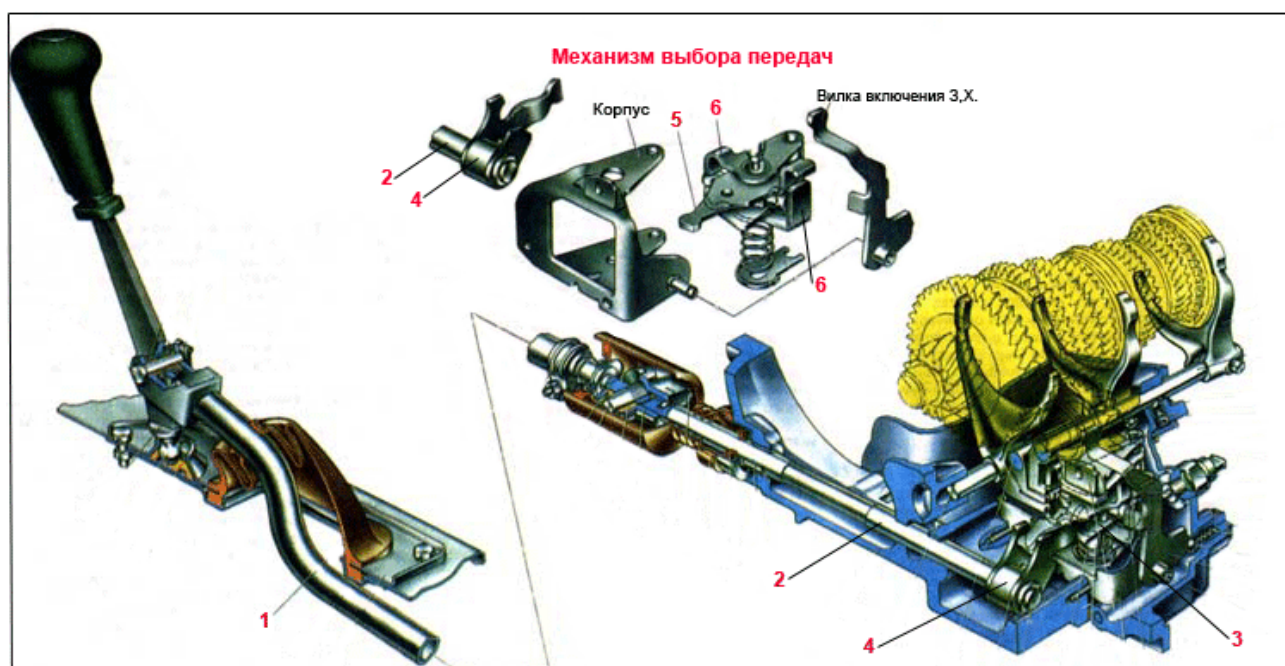


Рисунок 1.7 – Механизм переключения передач двухвальной коробки передач автомобиля ВАЗ

Если рычаг коробки передач располагается дистанционно, то, как уже упоминалось, он соединяется с коробкой с помощью тросов или тяг 1, которые через шток выбора передач 2 воздействуют на механизм выбора передач 3. На конце штока выбора передач крепится двуплечий рычаг 4, который при перемещении штока поворачивает трехплечий рычаг 5 механизма выбора передач. Трехплечий рычаг перемещает шток выбранной передачи с

закрепленной на нем вилкой. Одно плечо трехплечего рычага служит для включения передач переднего хода, другое для включения заднего хода, а на третье плечо действует рычаг штока выбора передач. Блокировочные скобы 6 предназначены для предотвращения одновременного включения двух передач. Механизм включения передач состоит из штоков, вилок и шариковых фиксаторов.

Механизм переключения передач автомобиля АЗЛК представлен на рисунке 1.8 [2].

Механизм переключения передач состоит из рычага 8 со сферическим концом 16, основания 17 с удлинителем 18 и шаровой опорой, тяги управления 4, соединительных шарниров 3 и 9 и переключателя передач 2. Рычаг переключения передач сферическим концом установлен в шаровой опоре, которая состоит из корпуса 13, верхнего 11 и нижнего 15 пластмассовых вкладышей и резьбовой крышки 14. Корпус шаровой опоры приварен к основанию 17 механизма. Основание крепится к полу кузова автомобиля через эластичную опору 12, а к крышке 1 коробки передач крепится через удлинитель 18 и резинометаллический шарнир 19.

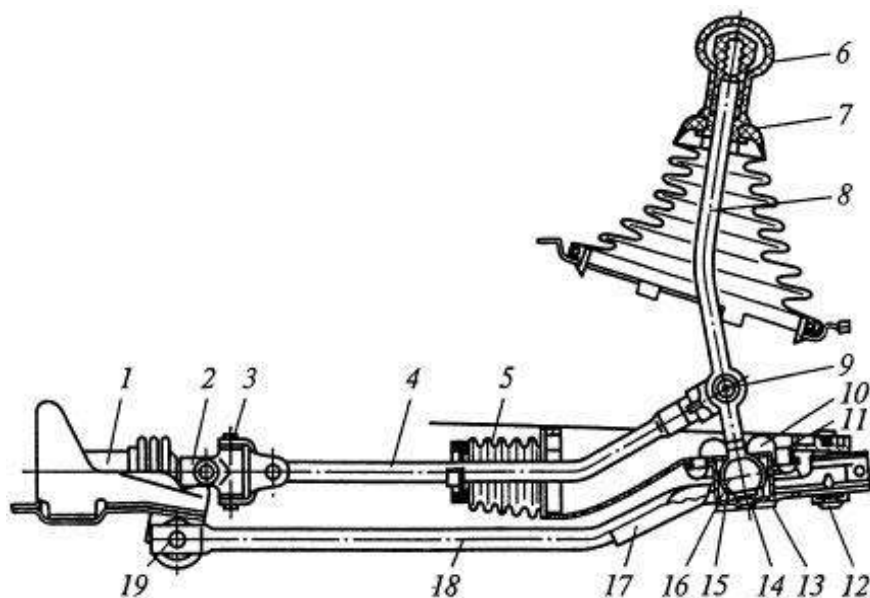


Рисунок 1.8 – Механизм переключения передач двухвальной коробки передач автомобиля АЗЛК:



1, 14 – крышки; 2 – переключатель; 3, 9, 19 – шарниры; 4 – тяга; 5, 7, 10 – чехлы; 6 – рукоятка; 8 – рычаг; 11, 15 – вкладыши; 12 – опора; 13 – корпус; 16 – конец рычага; 17 – основание; 18 – удлинитель.

Резьбовая крышка в корпусе служит для обеспечения необходимой затяжки сферического конца рычага переключения передач. Резиновым чехлом 10 закрывает отверстие в полу кузова для рычага переключения передач. На верхнем конце рычага надета рукоятка 6. Находящаяся в салоне кузова часть рычага закрыта гофрированным резиновым чехлом 7 прямоугольной формы.

Рычаг переключения передач через тягу управления 4 и шарниры 3 и 9 соединен с переключателем передач 2, расположенном в крышке коробки передач. Резиновый чехол 5 закрывает отверстие в полу для тяги управления. Картер коробки передач и картер главной передачи крепится на шпильках самоконтрящимися гайками к заднему торцу картера сцепления.

Таким образом, представленные схемы механизмов переключения передач автомобилей, делаем вывод, что наиболее подходящий механизм переключения передач для новой экспериментальной коробки передач для автомобиля Лада Гранта – механизм переключения передач двухвальной коробки передач автомобиля ВАЗ представлена на рисунке 1.7. Для того, чтобы передачи в экспериментальной коробке передач включались без синхронизаторов, необходимо доработать механизм выбора передач.

#### 1.4. Формирование требований к новой коробке передач

К коробкам передач предъявляют следующие требования:

- 1) обеспечение необходимых динамических и экономических качеств автомобиля путём правильного выбора передаточных чисел и числа передач;
- 2) создание условий для возможного длительного отсоединения двигателя от трансмиссии при нейтральном положении;
- 3) обеспечение простоты и удобства управления;
- 4) создание условий для бесшумной работы;

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		22

5) обеспечение высокого КПД.

Кроме того, к коробкам передач предъявляют требования, общие для многих механизмов автомобиля, - надёжность работы, простота обслуживания малые габаритные размеры и масса, а также невысокая

На основании проведённого анализа существующих конструкций автомобильных коробок передач и выявленных их недостатков можно сформировать новые требования к кинематической схеме.

Во-первых, необходимо обеспечить высокие топливную экономичность, тягово-динамические свойства и проходимость автомобиля. Для этого нужно, чтобы переключение передач происходило без разрыва потока мощности и крутящего момента.

На данный момент самое большое распространение получают автоматические коробки передач, так, как они имеют перед коробками передач с ручным управлением ряд существенных преимуществ, таких как:

- облегчение управления автомобилем;
- повышение безопасное движения, из-за сокращения органов управления автомобилем;
- снижение требований к квалификации водителей;
- доступ к управлению автомобилем людям, для которых оно раньше было затруднено.

Поэтому, во-вторых, необходимо создать благоприятные условия для автоматизации процесса переключения передач. Для этого необходимо обеспечить использование для процесса переключения передач звена, находящегося под воздействием сил и моментов, действующих в механизме и способных осуществлять его перемещение в нужном направлении в нужном направлении в нужный момент времени.

В-третьих, обеспечить переключение передач без разрыва тематической связи в механизме и передачу угловых или линейных перемещений с заданным коэффициентом трансформации во время переходного периода переключения.

В-четвёртых, для повышения надёжности агрегата и создания благоприятных

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

условий для работоспособности механизма по механической нагруженности, нужно осуществить ввод зубчатой пары в зацепление при включении передачи по полной линии контакта так же, как это происходит при работе зацепления в нормальном режиме.

Вывод: В результате проведенного анализа, представленные схемы механизмов переключения передач автомобилей, делаем вывод, что наиболее подходящий механизм переключения передач для новой экспериментальной коробки передач для автомобиля Лада Гранта – механизм переключения передач двухвальной коробки передач автомобиля ВАЗ.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						24
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

## 2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

### 2.1 Обеспечение выполнения требований к новой коробке передач

На основании изложенных выше требований синтезируем схему новой коробки передач для переднеприводного автомобиля Лада Гранта. Так, как является одним из условий проектирования максимальная унификация новой коробки передач с серийным агрегатом, то за основу возьмём четырёхступенчатую коробку передач автомобиля ВАЗ-2108.

#### 2.1.1 Требования по включению передачи

В данной коробке передач включение передач переднего хода происходит перемещением синхронизаторов на шлицах вдоль оси выходного вала и блокировкой зубчатого колеса соответствующей передачи. Такой способ включения передач не позволяет обеспечить требование неразрывности потока мощности. Поэтому избавимся от синхронизаторов и зафиксируем зубчатые колёса всех передач на выходном валу.

Таким образом выполнить требование по включению передачи зацеплением зубьев по полной линии контакта можно только изменением межосевого расстояния. Поскольку оси входного и выходного валов коробки передач неподвижны, то изменить межосевое расстояние можно только введением в зацепление промежуточной шестерни с подвижной осью. Поскольку включение передачи происходит перемещением оси промежуточной шестерни до ввода её в зацепление с зубчатым колесом на входном или выходном валу при постоянном её зацеплении с зубчатым колесом другого вала, т. е. промежуточная шестерня обкатывается по зубчатому колесу одного из валов до входа в зацепление с зубчатым колесом второго вала.

В настоящее время появилась комплектация автомобиля Лада Гранта с автоматической коробкой передач, поэтому нужно максимально учесть

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						25
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

требования о благоприятных условиях для автоматизации процесса переключения.

Так, как ось промежуточной шестерни должна совершать вращательное движение вокруг оси входного или выходного валов, то реакции от сил и моментов, действующих в зацеплении промежуточной шестерни и на её ось, будут замкнуты на входной или выходной вал. В этом случае можно использовать эти силы и моменты для перемещения промежуточной шестерни, что создаёт благоприятные условия для автоматизации процесса переключения передач.

### 2.1.2 Требования к неразрывности потока мощности при переключении передач

Для выполнения требования неразрывности потока мощности необходимо определённым образом выбрать угловой сдвиг взаимного расположения осей промежуточных шестерён рядом расположенных передач. Все оси паразитных шестерен должны быть жёстко связаны между собой и перемещаться синхронно. При повороте осей промежуточная шестерня включенной передачи выходит из зацепления за счет увеличения межосевого расстояния, а промежуточная шестерня ранее выключенной передачи входит в зацепление за счет уменьшения межосевого расстояния. Свободное перемещение осей промежуточных шестерен дает

Во время этого процесса переключения в обоих зацеплениях возникает увеличенный боковой зазор, причем в выключаемой передаче зазор увеличивается, а во включаемой уменьшается. Для выполнения третьего требования о неразрывности кинематической связи при переключении передач, необходимо так выбрать параметры эвольвентных зацеплений и взаимного расположения паразитных шестерен, чтобы суммарный боковой зазор в переключаемых зацеплениях находился в допустимых пределах по величине неразрывности для данного механизма.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						26
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Таким образом, новая коробка передач должна включать:

- 1) входное звено, представляющее собой входной вал с зафиксированными на нём зубчатыми колёсами по числу передач;
- 2) промежуточное звено, представляющее собой водило с жёстко закреплёнными между собой осями, на которых свободно вращаются промежуточные шестерни;
- 3) выходное звено, представляющее собой выходной вал с зафиксированными на нём зубчатыми колёсами.

Пример такой кинематической схемы представлен на рисунке 2.1.

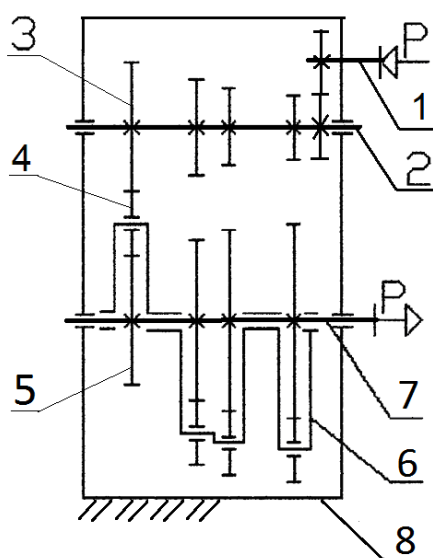


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема КПП:

1 - входной вал; 2 - водило; 3 - выходной вал; 4 - промежуточная шестерня

### 2.1.3 Требования к конструкции экспериментальной коробки передач

Были приняты повышенные требования к точности фиксации блока промежуточных шестерён при включенной передаче. Эта особенность накладывает дополнительные требования к жесткости механизма переключения и фиксации передачи, а также наличию люфтов и зазоров. Допустимое отклонение от положения, соответствующему полному включению передачи, должно быть не

более 5°, иначе будет происходить разобшение шестерен, передающих крутящий момент. Ввиду того, что при передаче крутящего момента механизм управления также находится под действием существенной нагрузки, то допускается управление коробкой передач водителем только через промежуточные звенья или сервомеханизмы. Переключение осуществляется рычагом дистанционно. Предлагаемая схема КП имеет четыре передачи, а также нейтральное положение блоков промежуточных шестерён. Переключение передач осуществляется изменением межосевого расстояния сопрягаемых шестерен на ходу автомобиля.

## 2.2 Предлагаемая схема коробки передач

Предлагаемая кинематическая схема КПП приведена на рисунке 2.2. Коробка передач имеет ведущий вал 1, который через шестерни привода передаёт крутящий момент на первичный вал 2. На первичном валу жестко установлены ведущие шестерни I, II, III и IV передач. Промежуточные шестерни 4, постоянно зацепленные с шестернями ведущего вала 5, вращаются на осях блока промежуточных шестерён 6. Блок промежуточных шестерен может вращаться вокруг оси вторичного вала 7. Входной вал 1, первичный 2 и вторичный 7 вращаются в подшипниках в картере 8 коробки передач.

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

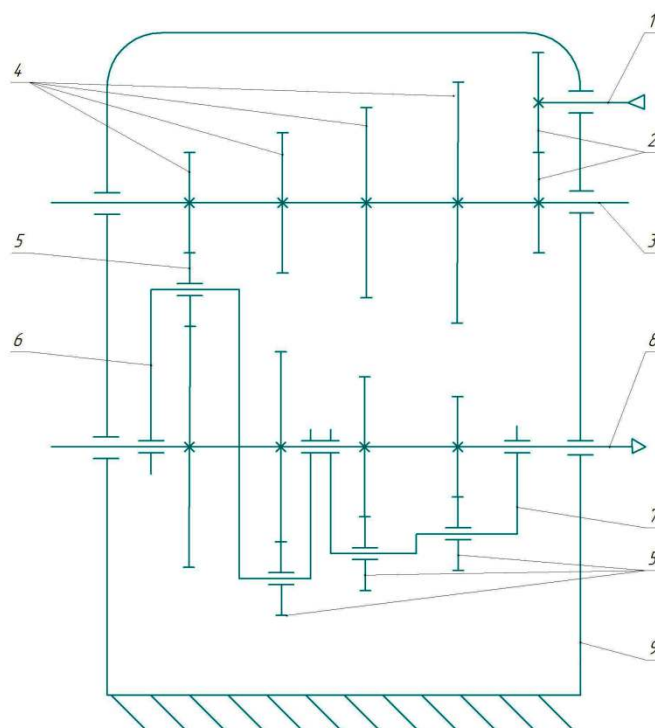


Рисунок 2.2 – Кинематическая схема разработанной КПП:

1 - входной вал; 2 - шестерни привода; 3 - первичный вал; 4 - ведущие шестерни; 5 - промежуточные шестерни; 6 - подвижный блок промежуточных шестерён 1-ой и 2-ой передач; 7 - подвижный блок промежуточных шестерён 3-ей и 4-ой передач; 8 - вторичный вал; 9 - картер коробки передач.

Коробка передач работает следующим образом: входной вал 4, первичный 1 и вторичный 2 вращаются в подшипниках в картере КПП 5. Блок промежуточных шестерён 3 может вращаться вокруг оси вторичного вала 2. Переключение передач происходит путём поворота на заданный угол блока промежуточных шестерён. При этом промежуточная шестерня включенной передачи выходит из зацепления с шестернёю первичного вала за счёт увеличения межосевого расстояния, а промежуточная шестерня ранее выключенной передачи входит в зацепление за счёт уменьшения межосевого расстояния с шестернёю первичного вала соответствующей передачи.

На вторичном валу экспериментальной коробки передач жестко закреплены ведомые шестерни, в отличие от стандартной коробки передач, где они свободно



вращаются и блокируются при включении передач муфтами синхронизаторов. Шестерни вторичного вала отличаются от серийных направлением наклона зубьев, отсутствием ступицы с зубчатым венцом для муфт синхронизаторов и наличием шлицев. Осевое перемещение шестерен вдоль вала предотвращается стальными дистанционными втулками. Посадочные места для подшипников качения остаются без изменения.

В конструкции новой коробки передач появляется блок промежуточных шестерён. Для того, чтобы угловые перемещения блока были минимальны, он разделён на два отдельных блока: 1 и 2-й передач и 3 и 4-й передач (рисунок 2.3).

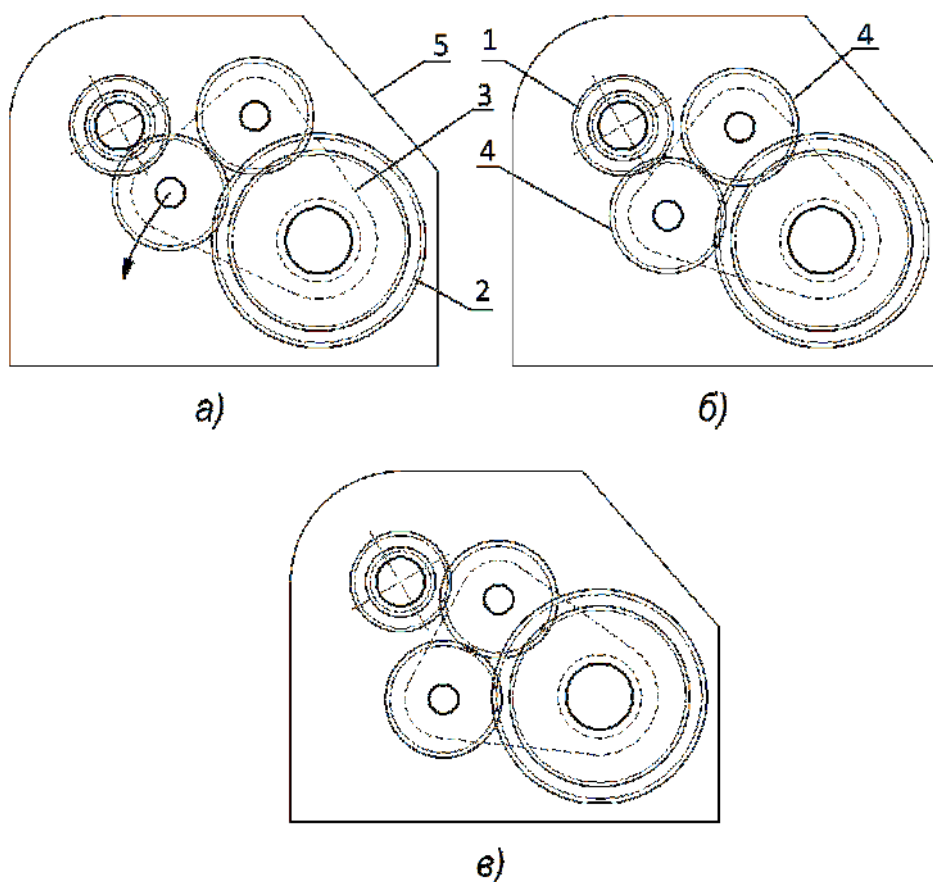


Рисунок 2.3 – Принцип действия разработанной КПП

1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – блок промежуточных шестерён; 4 – промежуточные шестерни 1-й и 2-й передач; 5 – картер.

а) включена 1-я передача; б) нейтральное положение; в) включена 2-я передача

Они представляет собой сборную конструкцию, состоящую из осей промежуточных шестерен, закрепленных между пластинами на определенном расстоянии друг от друга. Отверстия под оси промежуточных шестерен в пластинах выполнены таким образом, чтобы передачи включались последовательно, с возможностью включения нейтральной передачи. Пластины блока промежуточных шестерён опираются на стаканы подшипников вторичного вала и свободно вращаются вокруг оси вторичного вала. Включение и выключение передач осуществляется поворотом блока промежуточных шестерён вокруг оси вторичного вала и одновременным вводом и выводом из зацепления с входным валом соответствующих промежуточных шестерен.

Промежуточные шестерни свободно вращаются на игольчатых подшипниках и закреплены от осевого перемещения дистанционными втулками. Они находятся в постоянном зацеплении с соответствующими шестернями вторичного вала.

Шариковый подшипник качения вторичного вала устанавливается в стакан, который устанавливается в картер коробки передач. Задняя крышка коробки передач имеет отверстие для входного вала.

Перемещение блока промежуточных шестерен (переключение передач) происходит под действием внешних и внутренних сил и моментов и их комбинаций:

1) Различные соотношения крутящего момента двигателя  $M_d$  и крутящего момента от сил сопротивления движению  $M_a$  способствуют переключению передач в коробке.

2) Внешние силы, которые приложены непосредственно к блокам промежуточных шестерен, производят принудительный ввод или вывод из зацепления шестерен, и вследствие этого происходит переключение передач в нужном направлении.

Возможны два варианта переключения передач в новой коробке передач. Это переключение за счет внешних сил и (или) с использованием внутренних силовых факторов. Такой способ переключения возможен благодаря предварительному

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

изменению направления вектора сил действующих в зацеплении шестерен коробки передач. Достигается это при  $M_o < M_a$ , то есть когда двигатель работает в тормозном режиме. Этот способ позволяет повысить динамику разгона при переключении передач. И переключение за счет только внешних сил. Этот способ может быть реализован только в теории, на практике из-за значительных сил (до 2500 Нм для автомобиля Лада Гранта), которые необходимо будет приложить водителю к блоку промежуточных шестерён для вывода шестерен из зацепления, он малоприменим.

### 2.3 Конструкторские особенности экспериментальной коробки передач

Разработанная экспериментальная коробка передач имеет множество конструкторских особенностей:

В основе новой коробки передач использованы параметры зацепления четырехступенчатой коробки передач переднеприводного автомобиля ВАЗ-2108.

Основными элементами кинематической схемы коробки передач являются; картер 8, входной вал 1, первичный вал 2, блок промежуточных шестерён 6, вторичный вал 7. В коробке передач устанавливается еще один вал, который будет являться приводным. В конструкции новой коробки передач максимально использованы серийные узлы и детали (первичный вал, вторичный вал, подшипники, параметры зубчатых зацеплений шестерен).

Первичный вал остается неизменным и выполнен заодно с блоком ведущих шестерен. Он установлен в картере на конических роликовых подшипниках 2108-1701180 (66-42305AE). Для уменьшения шума при работе коробки передач шестерни сделаны косозубыми.

Из конструкции стандартной коробки передач удалены муфты синхронизаторов, детали муфт, вилок и штоков переключения передач.

Для новой экспериментальной коробки передач были спроектированы детали, которых нет в серийной коробке передач: оси промежуточных шестерён,

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						32
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

пластины блоков промежуточных шестерён, стаканы подшипников, основание и опоры валов.

## 2.4 Определение передаточных чисел экспериментальной коробки передач

Исходные данные для расчёта приведены в Приложении А:

- 1) крутящий момент двигателя автомобиля Лада Гранта 132 Н.м;
- 2) частота вращения коленчатого вала 3500 об/мин;
- 3) номинальная мощность двигателя 59 кВт.

Далее, используя исходные параметры изготовленных шестерён, зная число зубьев каждой из них, найдем передаточное число на каждой передаче. Всего в экспериментальной коробке передач 4 передачи вперёд. На каждой передаче в зацеплении одновременно находятся 3 шестерни. Поэтому расчет передаточного отношения делаем по формуле для планетарного механизма. Промежуточные шестерни в экспериментальной коробке передач будут являться сателлитами, шестерни первичного вала – солнечными шестернями, а ведомые шестерни вторичного вала – коронными шестернями.

1) Первая передача:

$Z_{11} = 11$  – число зубьев шестерни первичного вала;

$Z_{12} = 21$  – число зубьев промежуточной шестерни;

$Z_{13} = 40$  – число зубьев шестерни вторичного вала.

$$u_1 = \frac{z_{13}}{z_{11}} \cdot i_{кп5} = \frac{40}{11} \cdot 1,166 = 4,24. \quad (2.1)$$

2) Вторая передача:

$Z_{21} = 20$  – число зубьев шестерни первичного вала;

$Z_{22} = 24$  – число зубьев промежуточной шестерни;

$Z_{23} = 39$  – число зубьев шестерни вторичного вала.

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$u_2 = \frac{z_{23}}{z_{21}} \cdot i_{\text{кп5}} = \frac{39}{20} \cdot 1,166 = 2,273. \quad (2.2)$$

3) Третья передача:

$Z_{31} = 28$  – число зубьев шестерни первичного вала;

$Z_{32} = 27$  – число зубьев промежуточной шестерни;

$Z_{33} = 38$  – число зубьев шестерни вторичного вала.

$$u_3 = \frac{z_{33}}{z_{31}} \cdot i_{\text{кп5}} = \frac{38}{28} \cdot 1,166 = 1,624. \quad (2.3)$$

4) Четвёртая передача:

$Z_{41} = 34$  – число зубьев шестерни первичного вала;

$Z_{42} = 26$  – число зубьев промежуточной шестерни;

$Z_{43} = 32$  – число зубьев шестерни вторичного вала.

$$u_4 = \frac{z_{43}}{z_{41}} \cdot i_{\text{кп5}} = \frac{32}{34} \cdot 1,166 = 1,097. \quad (2.4)$$

## 2.5 Определение выходного крутящего момента

Таким образом динамические колебания крутящего момента в трансмиссии могут превышать это значение. Диапазон крутящих моментов в эксплуатационных условиях очень высок и зависит в основном от типа и состояния дорожного покрытия. Если динамические нагрузки достигают максимума, то происходит либо пробуксовка сцепления, либо пробуксовка ведущих колес автомобиля. Из этого следует, что момент трения в сцеплении является ограничителем максимального динамического момента.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$n_{\text{вых}} = \frac{3500}{i_{\text{к.п}}};$$

$$M_{\text{кр.вых}} = 132 \times i_{\text{к.п}}^2; \quad (2.6)$$

где  $n_{\text{вых}}$  – частота вращения выходного вала;

$i_{\text{к.п}}$  – передаточные числа коробки передач;

$M_{\text{кр.вых}}$  – выходной крутящий момент, Нм (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Выходной крутящий момент

№	$i$	$n_{\text{вых}}$	$M_{\text{кр.вых}}$
1	4,24	825,47	559,68
2	2,273	1539,81	300,03
3	1,624	2155,17	214,36
4	1,097	3190,52	144,8

## 2.6 Силовой расчет зубчатых зацеплений коробки передач на динамические нагрузки

Приведём проверочный силовой расчет первой передачи в экспериментальной коробке передач, так как она является наиболее нагруженной крутящим моментом [7].

### 2.6.1 Проверочный расчет передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (на примере 1-ой передачи)

Уточнение коэффициента  $\Psi_{bd}$ :

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}, \quad (2.7)$$

где  $b_w$  – рабочая ширина зубчатого венца,  $b_w = b_2$ ;

$d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни;

$$\Psi_{bd} = \frac{15}{55,172} = 0,272 .$$

Уточнение коэффициента  $K_{H\beta}$  .

Коэффициент  $K_{H\beta}$  определяется по графику зависимости от коэффициента  $\Psi_{bd}$  ,  $K_{H\beta} = 1,04$  при  $\Psi_{bd} = 0,3$  .

Окружная скорость в зацеплении:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (2.8)$$

где  $d_1$  – делительный диаметр шестерни рассчитываемой передачи;

$n_3$  – частота вращения вала шестерни;

$$V = \frac{3,14 \cdot 54,906 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 8,662 \text{ м/с.}$$

Коэффициенты перекрытия.

Перекрытие зубьев характеризуется коэффициентом торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$  :

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta; \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{21} + \frac{1}{40} \right) \right] \cdot \cos 26^\circ = 1,638;$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}; \quad (2.10)$$

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		36

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{15 \cdot \sin 26^{\circ}}{3,14 \cdot 2,35} = 0,539.$$

Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}. \quad (2.11)$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. Он определяется в зависимости от степени точности передачи и суммарного коэффициента перекрытия. При  $\varepsilon_{\gamma} = 2,177$  и 9-ой степени точности  $K_{H\alpha} = 1,142$ .

Коэффициент  $K_{HV}$ :

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_2}, \quad (2.12)$$

где  $W_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила:

$$W_{HV} = \delta_H \cdot q_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{U}}; \quad (2.13)$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев,  $\delta_H = 0,002$ ;

$q_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, при модуле до 3,5 мм и 9-ой степени точности, коэффициент  $q_0 = 73$ ;

$a_w$  – межосевое расстояние передачи,  $a_w = 80$  мм;

$U$  – передаточное отношение,  $U = 4,24$ .

Удельная окружная динамическая сила:

$$W_{HV} = 0,002 \cdot 73 \cdot 8,662 \cdot \sqrt{\frac{80}{4,24}} = 1,323 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент  $K_{HV}$ :

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



$$K_{HV} = 1 + \frac{1,323 \cdot 15 \cdot 54,906}{2000 \cdot 559,68} = 1,014 .$$

Удельная расчетная окружная сила:

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} ; \quad (2.14)$$

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot 559,68}{15 \cdot 54,906} \cdot 1,014 \cdot 1,142 \cdot 1,04 = 110,762 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент  $z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых передач с коэффициентом  $\varepsilon_\beta < 1$  определяется по формуле:

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} ; \quad (2.15)$$

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - 1,638) \cdot (1 - 0,539)}{3} + \frac{0,539}{1,638}} = 0,783 .$$

Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_E \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{U+1}{U}} \leq \sigma_{HP} , \quad (2.16)$$

где  $z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяемый по графику зависимости от угла наклона зубьев, при  $\beta = 26^\circ$  коэффициент,  $z_H = 2,42$  ;

$z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных колес  $z_E = 190$  ;

$$\sigma_H = 2,42 \cdot 190 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{110,762}{54,906} \cdot \frac{4,24+1}{4,24}} = 684,724 \leq 709 ;$$

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

условие выполняется.

Уточнение допускаемого контактного напряжения ТП при азотировании.

Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HPj} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \lim bj}}{S_{H \min}} \cdot z_{Hj}, \quad (2.17)$$

где  $z_{Hj}$  – коэффициент долговечности, определяемый по формуле:

$$z_{Hj} = q_H \sqrt{\frac{N_{H \lim bj}}{N_{HEj}}}, \quad (2.18)$$

где  $N_{H \lim bj}$  – базовое число циклов контактных напряжений шестерни и колеса, определяемое в зависимости от твёрдости рабочих поверхностей зубьев -  $N_{H \lim bj} = 33$  млн. циклов.

$N_{HEj}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений на зубьях шестерни и колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода, по формуле:

$$N_{HEj} = \mu_H \cdot N_{\Sigma j}, \quad (2.19)$$

где  $\mu_H$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчёте на контактную прочность, принимаемый в зависимости от типового режима нагружения зубчатой передачи, при среднем равновероятном режиме.  $\mu_H = 0,250$ ;

$N_{\Sigma j}$  – число циклов нагружения зуба шестерни и колеса за весь срок службы передачи, определяемое по формуле:

$$N_{\Sigma j} = 60 \cdot C_j \cdot n_j \cdot t_{\Sigma}, \quad (2.20)$$

где  $C_j$  – число циклов нагружения зуба за один оборот зубчатого колеса, равное числу зубчатых колёс, находящихся в зацеплении с рассматриваемым,  $C_j=1$ ;

$n_j$  – частота вращения вала, на котором установлено рассматриваемое зубчатое колесо,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$t_{\Sigma}$  – время работы (ресурс) передачи за весь срок службы привода, определяемое техническим заданием,  $t_{\Sigma} = 100000$  ч.

Число циклов нагружения:

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 1 \cdot 3000 \cdot 100000 = 574,841 \cdot 10^6;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 1 \cdot 1578 \cdot 100000 = 111,639 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов контактных напряжений:

$$N_{HE1} = 0,25 \cdot 574,841 \cdot 10^6 = 143,710 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,25 \cdot 111,639 \cdot 10^6 = 27,760 \cdot 10^6.$$

Показатель степени  $q_{H1}=20$  при  $N_{HE1,2} \geq N_{H \lim b1,2}$  и  $q_{H2}=6$  при  $N_{HE1,2} \leq N_{H \lim b1,2}$ .

Коэффициент долговечности:

$$z_{H1} = \sqrt[6]{\frac{33 \cdot 10^6}{143,710 \cdot 10^6}} = 0,929;$$

$$z_{H2} = \sqrt[6]{\frac{33 \cdot 10^6}{27,760 \cdot 10^6}} = 1,029.$$

Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} \cdot 0,929 = 731,587 \text{ МПа};$$

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} \cdot 1,029 = 810,337 \text{ МПа.}$$

Допускаемые расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_{HP\min} = 731,857 \geq 708 = \sigma_{HP}^{расч},$$

условие выполняется.

## 2.6.2 Проверочный расчет передачи на выносливость зубьев при изгибе

Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Определяется по зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор.

При твердости  $H_{1,2} < 350 \text{ НВ}$  и  $\Psi_{bd} = 0,5$  коэффициент  $K_{F\beta} = 1,1$ .

Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями. При расчете на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т.е.  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,142$ .

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_2}, \quad (2.21)$$

где  $W_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила при расчете на изгиб:

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$W_{FV} = \delta_F \cdot q_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{U}}, \quad (2.22)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификацию профиля зубьев, при твердости  $H_{1,2} < 350$  HV и непрямым зубьях  $\delta_F = 0,006$  ;

$q_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, при модуле до 3,5 мм и 9-ой степени точности, коэффициент  $q_0 = 73$ .

Удельная окружная динамическая сила:

$$W_{FV} = 0,006 \cdot 73 \cdot 8,662 \cdot \sqrt{\frac{80}{4,24}} = 3,696 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент  $K_{FV}$  :

$$K_{FV} = 1 + \frac{3,696 \cdot 15 \cdot 54,906}{2000 \cdot 559,68} = 1,043 .$$

Удельная расчетная окружная сила:

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_2}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} ; \quad (2.23)$$

$$W_{Ft} = \frac{2000 \cdot 559,68}{15 \cdot 54,906} \cdot 1,043 \cdot 1,142 \cdot 1,1 = 120,521 \text{ Н/мм.}$$

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется отдельно для шестерни и колеса в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$z_{vj} = \frac{z_j}{\cos^3 \beta}; \quad (2.24)$$

$$z_{v1} = \frac{21}{\cos^3 26^\circ} = 18,999;$$

$$z_{v2} = \frac{40}{\cos^3 26^\circ} = 92,554.$$

Тогда  $Y_{FS1} = 4,15$ ;

$Y_{FS2} = 3,6$ .

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых передач при  $\varepsilon_\beta < 1$ :

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}; \quad (2.25)$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,638} = 0,688.$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \geq 0,7; \quad (2.26)$$

$$Y_\beta = 1 - 0,539 \cdot \frac{26^\circ}{120^\circ} = 0,951 \geq 0,7.$$

Расчётное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP}. \quad (2.27)$$

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , не вызывающие усталостного разрушения материала, определяется как для шестерни, так и для колеса каждой из рассчитываемых передач:

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{F \lim bj}}{S_{F \min j}} \cdot Y_{Nj} \cdot Y_A, \quad (2.28)$$

где  $\sigma_{F \lim bj}$  – предел выносливости материала шестерни и колеса;

$S_{F \min j}$  – минимальный коэффициент запаса прочности,  $S_{F \min j} = 1,7$ ;

$Y_{Nj}$  – коэффициент долговечности, вычисляемый отдельно для шестерни и колеса:

$$Y_{Nj} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_{FEj}}}; \quad (2.29)$$

$q_F$  – показатель степени, для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев  $H_{1,2} \leq 350 \text{HB}$ ,  $q_F = 6$ ;

$N_{F \lim}$  – базовое число циклов напряжений изгиба, соответствующее перегибу кривой усталости,  $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_{FEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода, рассчитываемое по формуле:

$$N_{FEj} = \mu_F \cdot N_{\Sigma j}; \quad (2.30)$$

$\mu_F$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на изгиб, принимаемый в зависимости от типового режима нагружения зубчатой передачи, при среднем нормальном режиме и  $q_F = 9$  получим  $\mu_F = 0,63$ ;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения (реверсирования) нагрузки на зубьях, принимаемый в зависимости от условий нагружения и от термообработки зубьев,  $Y_A = 1$ .

Коэффициент долговечности:

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,143 \cdot 574,841 \cdot 10^6}} = 0,604;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,143 \cdot 111,639 \cdot 10^6}} = 0,794.$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$\sigma_{FP1} = \frac{734}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 431,765 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{734}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 431,765 \text{ МПа}.$$

Этот расчёт проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое определяется из сравнения отношений для шестерни и колеса:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{431,765}{4,15} = 105,31 \text{ и } \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{431,765}{3,6} = 119,935;$$

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \leq \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}},$$

следовательно, шестерня менее прочное зубчатое колесо.

Расчётное напряжение изгиба:

$$\sigma_F = 4,15 \cdot 0,688 \cdot 0,95 \cdot \frac{120,521}{2} = 163,625 \leq 431,765,$$

условие выполняется.

2.6.3 Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии максимальной нагрузки

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45



Расчёт проводится в качестве проверочного для всех цилиндрических передач и служит для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя.

Расчётное напряжение  $\sigma_{H\max}$ , создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче даже при однократном её действии, вычисляются по формуле:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}} \leq \sigma_{HP\max}; \quad (2.31)$$

где  $\sigma_{HP\max} = 960$  МПа;

$$\sigma_H = 684,724 \text{ МПа};$$

$$\frac{T_{\max}}{T_H} = \beta_1 = 2;$$

$$\sigma_{H\max} = 684,724 \cdot \sqrt{2} = 943,827 \leq 960 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

#### 2.6.4 Проверочный расчёт передачи на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Этот вид расчёта проводится в качестве проверочного для всех цилиндрических передач и служит для предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев.

Расчёт проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи – шестерни. Расчётное напряжение  $\sigma_{F\max}$ , создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном её действии, вычисляются по формуле:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_H} \leq \sigma_{FP\max}, \quad (2.32)$$

$$\sigma_{F\max} = 163,625 \cdot 2 = 327,25 \text{ МПа.}$$

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\sigma_{FP\max} = \frac{\sigma_{Fst}}{S_{Fst\min}} \cdot Y_x, \quad (2.33)$$

где  $\sigma_{Fst} = 6,5 \cdot H_{HB}$ ;

$$\sigma_{Fst} = 6,5 \cdot 335 = 2177,5 \text{ МПа};$$

$Y_x$  - коэффициент, учитывающий размеры колеса:  $Y_x = 1,02$ ;

$S_{Fst\min}$  - минимальный коэффициент запаса прочности при расчете по максимальной нагрузке:

$$S_{Fst\min} = Y_z \cdot S_y, \quad (2.34)$$

где  $S_y = 1,75$  - коэффициент вероятности неразрушения зубчатого колеса;

$Y_z = 1$  - коэффициент, учитывающий способ изготовления колеса (ковка).

$$\text{Тогда: } \sigma_{FP\max} = \frac{2177,5}{1,75 \cdot 1} \cdot 1,02 = 1269,171 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max} \leq \sigma_{FP\max},$$

условие выполняется.

## 2.7 Конструкция привода переключения передач

Для новой экспериментальной коробки переменных передач необходимо разработать привод для переключения передач. В предыдущем разделе мы рассмотрели конструктивные схемы существующих приводов переключения передач. Исходя из компоновки коробки переменных передач, необходимо взять за основу уже существующую конструкцию привода для переднеприводного автомобиля ВАЗ. Нужно изменить конструкцию механизма выбора передач. К приводу переключения передач предъявляются следующие требования:

					190201.2016.395.00.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- 1) Фиксация положения рычага переключения передач на включенной передаче;
- 2) Обеспечение нейтрального положения рычага переключения передач;
- 3) Простое и интуитивно понятное переключения передач;
- 4) Усилие на рычаге переключения не должно превышать установленной величины.

Направление переключения передач в коробке передач должно остаться таким же, как и в серийной схеме. На рисунке 2.4 представлена схема переключения передач рычагом, выходящим из картера коробки передач.

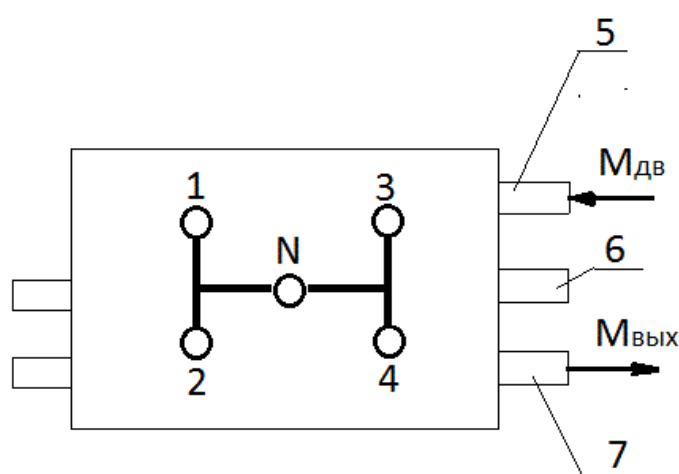


Рисунок 2.4 – Схема переключения передач в экспериментальной коробке передач: 1, 2, 3, 4 – включены соответственно I, II, III и IV передачи; 5 – входной вал коробки передач; 6 – первичный вал коробки передач; 7 – вторичный вал коробки передач.

Вывод: Произведя необходимые расчеты мы пришли к выводу что направление переключения передач в коробке передач остается таким же, как и в серийной схеме.

### 3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

#### 3.1 Служебное назначение объекта производства

Проектирование технологических процессов изготовления деталей машин имеет цель установить наиболее рациональный и экономный способ обработки, при этом обработка деталей на металлорежущих станках должна обеспечивать выполнение требований, предъявляемых к точности и чистоте обрабатываемых поверхностей, правильности контуров, форм и т.д.

Таким образом, спроектированный технологический процесс механической обработки деталей должен, при его осуществлении обеспечивать выполнение требований, обуславливающих нормальную работу собранной машины.

Вал, является распространенной и достаточно ответственной деталью машин и механизмов. Высокие требования, предъявляемые по изготовлению валов: по точности, по прочности и по эксплуатационным данным требует серьезной комплексной проработки на всех стадиях процесса производства.

Экономия материала достигается применением эффективного метода получения заготовки, такого как: штамповка на ГКМ.

На основании этого принципа был разработан данный технологический процесс.

Чтобы привести вал во вращательное движение, на поверхность насаживается шкив, который должен быть соединен с электродвигателем. Он фиксируется контрольной шайбой со стороны паза, чтобы не было самооткручивания.

#### 3.2 Определение типа производства

Определяем тип производства, в зависимости от габаритов, массы (веса) и размера годовой программы выпуска изделий, из этих данных необходимо установить тип производства:

Единичное – определяется выпуском деталей (продукции) в малом количестве.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Серийное – производство характеризуется ограниченным выпуском продукции, но большими сериями. Серийное производство подразделяется на крупносерийное и мелкосерийное.

Крупносерийное – относительно постоянный выпуск продукции большими сериями, либо изготовлением изделий, производство которых часто повторяется. По характеру ближе остальных к массовому. При выборе технологического оборудования специального и специализированного, дорогостоящего приспособления или вспомогательного приспособления и инструмента необходимо производить расчёт затрат и сроков окупаемости, а также ожидаемый экономический эффект от использования оборудования и технологического оснащения.

Мелкосерийное – широкая номенклатура, большой размер серии, редкая периодичность выпуска. По характеру близко к единичному.

Массовое – характеризуется выпуском одной и той же продукции как правило длительное время (годами).

Таблица 3.1 – Определение типа производства

Масса детали, кг.	Тип производства				
	Единичное	Мелко-серийное	Серийное	Крупно-серийное	Массовое
< 1,0	< 10	10 – 2000	1500 - 100000	75000 - 200000	200000
1,0 – 2,5	< 10	10 – 1000	1000 – 5000	50000 – 100000	100000
2,5 – 5,0	< 10	10 – 500	500 – 35000	35000 – 75000	75000
5,0 - 10	< 10	10 – 300	300 – 25000	25000 – 50000	50000
> 10	< 10	10 – 200	200 – 10000	10000 – 25000	25000

### 3.3 Анализ соответствия технических требований и норм точности служебному назначению изделия

Технические требования и нормы точности вытекают из служебного назначения машины и являются результатом преобразования качественных и количественных показателей служебного назначения машины в показатели размерных связей ее исполнительных поверхностей. Рассмотрим установление связей между показателями служебного назначения и техническими требованиями коробки передач.

Ступенчатая коробка передач состоит из набора зубчатых колес, которые входят в зацепление в различных сочетаниях, образуя несколько передач или ступеней с различными передаточными числами. При монтаже запрессовку подшипников производить безударным способом. Трущиеся поверхности смазать. Коробка передач должна работать бесшумно, с минимальным износом.

Сорта масла для смазывания элементов коробки передач участвующих в работе можно обосновать тем, что для нормальной безотказной работы коробки передач и обеспечения хорошего смазывания подшипников и трущихся поверхностей предпочтительно использовать API GL-5(ТАД-17И).

Обеспечение требуемых допусков перекоса, параллельности и соосности валов в требуемых пределах, очень важно для правильной и долгосрочной работы коробки передач. Так как валы коробки передач являются базовыми деталями отдельных его узлов, то при их изготовлении должно учитываться то, что на поверхностях вала не допускаются трещины, плены, забоины, вмятины, закаты, волосовины и расслоение металла иначе велика вероятность возникновения дисбаланса.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

### 3.4 Анализ технологичности конструкции изделия

Конструкция сборочной единицы, в нашем случае вал вторичный является технологичной, если она соответствует требованиям изготовления, эксплуатации и ремонта наиболее производительными и экономичными способами при заданных условиях производства. Степень этого соответствия выясняем путём анализа технологичности конструкции вторичного вала, которую целесообразно проводить следующим образом, оценив следующие параметры:

оценка размеров, массы. Оценка принципиальной возможность собираемости;

оценка необходимости одновременного ориентирования, присоединения и закрепления большого количества деталей;

оценка возможности уменьшения количества деталей в сборочной единице;

оценка наличия труднодоступных, неудобных мест для сборки, регулировки, измерения.

оценка наличия и обоснования специальных требований к сборочной единице (по массе, шуму, вибрации).

Конструкция вала вторичного обеспечивает минимальное количество труднодоступных мест для сборки, а так же не требует использования специального инструмента (конструкция технологична).

В целях обеспечения промышленной применимости данного вала его конструкция требует проведения испытаний и технологического контроля, чтобы исключить превышение требований по шуму и вибрации.

Исходя из выше перечисленных пунктов соответствия данной сборочной единицы всем нормам технологичности, делаем вывод о том, что конструкция рассматриваемого вала вторичного в сборе является технологичной.

### 3.5 Технологический процесс изготовления детали

Вторичный вал - является составной частью коробки передач. Деталь представляет собой вал со шлицевыми поверхностями, помимо этого с одного из

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

торцов детали имеются глухие отверстия. Вторичный вал служит для переключения скоростей в коробке передач и передачи вращения непосредственно на другие исполнительные органы узла (в данном случае через шестерни которые находятся в зацеплении с первичным валом). Наружными посадочными поверхностями вал устанавливается в корпус коробки передач через подшипники качения, которые в свою очередь запрессовываются непосредственно в посадочные гнезда данного узла.

Для изготовления данной детали выбираем углеродистую качественную конструкционную сталь марки Сталь 45 ГОСТ 1050-88. [14]

Таблица 3.2 –Химический состав стали 45 по ГОСТу 1050 – 88

Марка стали	Массовая доля элементов					
	Углерода	Кремния	Марганца	Хрома не более	Никель	Другие элементы
45	0,42 – 0,50%	0,17 – 0,37%	0,50 – 0,80%	0,25%	-	-

Эта сталь применяется при изготовлении деталей, работающих при больших скоростях, средних и высоких давлениях, при наличии ударных нагрузок. Также эта сталь удовлетворяет требованиям высокой поверхностной прочности и износостойчивости.

Обладает следующими механическими свойствами: ударная вязкость

$\alpha_n = 59 \text{ кг см/см}^2$ , относительное удлинение  $\psi = 45\%$ , твердость по Бринеллю НВ 187÷229.

### 3.6 Анализ технологичности конструкции детали

Технологичность конструкции детали рассматривается как совокупность свойств конструкции детали, определяющих её приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ.



Объект производства анализируется по пяти признакам: обрабатываемости материала, рациональности формы детали с точки зрения механической обработки, наличию у детали поверхностей, которые удобно использовать в качестве технологических баз, соответствие точности размеров и шероховатости поверхностей, принятых за измерительные базы.

Анализ технических требований, условий и норм точности на изготовление детали.

Достоинства:

1) Деталь является телом вращения и не имеет труднодоступных мест и поверхностей для обработки;

2) Перепады диаметров в большинстве поверхностей малы, что позволяет получить заготовку близкую к форме готовой детали;

3) Симметрична относительно оси;

4) Деталь позволяет вести обработку нескольких поверхностей за один установ (на многорезцовых станках и станках с ЧПУ);

5) Конструкция детали обеспечивает свободный подвод и отвод инструмента в зону резания и из нее, и отвод стружки;

6) Деталь имеет надежные установочные базы, т.е. соблюдается принцип постоянства и совмещения баз;

7) Конструкция детали достаточно жесткая;

8) Допуски на размеры точных поверхностей не усложняют технологию производства.

Недостатки:

1) Деталь имеет глухие отверстия;

При выборе методов обработки поверхностей следует учитывать, что они должны обеспечивать:

1) Заданную точность обработки.

2) Заданную высоту микронеровностей обрабатываемых поверхностей.

3) Необходимую производительность обработки.

Принимая во внимание вышеперечисленные факторы, выберем методы обработки основных поверхностей.

Таблица 3.3– Методы обработки основных поверхностей

№ Поверхности	Виды обработки
1	Фрезеровать, сверлить, токарная.
2	Токарная черновая, токарная чистовая, горизонтально фрезерная, резьбонарезная.
3	Токарная чистовая.
4	Токарная черновая, токарная чистовая, шлицефрезерная, шлифовальная.
5	Токарная чистовая.
6	Токарная чистовая.
7	Токарная черновая, токарная чистовая, шлицефрезерная
8	Токарная черновая, токарная чистовая, шлицефрезерная, горизонтально фрезерная, шлифовальная.

### 3.7 Выбор метода получения заготовки

Метод выполнения заготовок для деталей машин определяется назначением и конструкцией деталей, материалом, техническими требованиями, масштабом и серийностью выпуска, а также экономичностью изготовления.

Выбрать заготовку значить установить способ ее получения, наметить припуски на обработку каждой поверхности, рассчитать размеры и указать допуски на неточность изготовления. Заготовка штамповка на ГКМ.

Область применения этого метода серийное и массовое производство.

Штамповка на кривошипных прессах в 2...3 раза производительнее по сравнению с штамповкой на молотах, припуски и допуски уменьшаются на 20-35% расход материала снижается на 10-15%. Заготовки для деталей типа стержня с утолщением, колец, втулок, деталей со сквозными и глухими отверстиями, целесообразно получать на горизонтально-ковочных машинах (ГКМ).

Прокат может применяться в качестве заготовки для непосредственного изготовления деталей либо в качестве исходной заготовки при пластическом формообразовании.

Специальный прокат применяется в условиях массового или крупносерийного производства, что в значительной степени снижает припуски и объём механической обработки.

Целесообразней и значительно дешевле принять получения заготовки на ГКМ.

Технические требования на заготовку:

- 1) Неуказанные закругления R2;
- 2) Смещение по линии разъема не более 0,8 мм;
- 3) Заусенец не более 0,5 мм;
- 4) Внешние дефекты (забоины, вмятины) глубиной не более 0,5 мм;
- 5) Кривизна стержня не более 0,8 мм;
- 6) Очистка поверхности производится механическим способом;
- 7) Нормализовать HB 170...217 МПа;

Таблица 3.4 – Выбор методов обработки поверхностей деталей

№ повер.	Шероховатость	Операция	Первый вариант	Второй вариант
1	Rz = 40	Центровальная	Однократное сверление	
3	Rz = 40	Токарная	1) Черновое точение	2) Чистовое точение
5	Rz = 80	Горизонтально - фрезерная	1) Черновое фрезерование	2) Чистовое фрезерование
6	Rz = 20	Шлицефрезерная		
4	Rz = 20	Шлифовальная	Шлифование	
2	Rz = 20	Резьбофрезерная		

### 3.8 Выбор и обоснование технологических баз

В технологическом отношении детали, имеющие несколько основных и вспомогательных поверхностей обработки, должны быть изготовлены с минимальными затратами времени, с использованием прогрессивных методов изготовления заготовок, с правильным выбором баз, соблюдая принцип единства и совмещения баз.

При построении маршрута обработки следует соблюдать принцип постоянства баз; на всех основных технологических операциях использовать в качестве технологических баз одни и те же поверхности заготовки.

Исходя из материала, конфигурации, требуемой точности и чистоты обработки, а также программы и выбранного типа производства принимаем следующую последовательность обработки.

Таблица 3.5 – Маршрут обработки

№ опер.	Наименование операции
005	Центровальная
010	Токарно-гидрокопировальная
015	Токарная с ЧПУ
035	Горизонтально-фрезерная
030	Шлицефрезерная
040	Слесарная
045	Промывка
050	Термическая обработка
055	Операционный контроль
060	Круглошлифовальная
065	Промывка
070	Приёмочный контроль

### 3.9 Выбор оборудования

Выбор технологического оборудования для проектируемого процесса производится уже после того, как каждая операция предварительно разработана.

Выбор технологического оборудования при изготовлении данной детали по составленному технологическому процессу будем вести исходя из типа производства, конфигурация детали, сложности выполнения операций.

Необходимо также учитывать расчетные режимы обработки поверхностей детали и их возможность получения на выбранном оборудовании.

Следует стремиться к уменьшению доли вспомогательного времени и при возможности сокращать основное, применяя например, многоинструментальную обработку. Использование принципа концентрации операций, т.е. сосредоточения возможно большего числа однотипных видов обработки на одном рабочем месте, также ведет к повышению производительности.

Выбор оборудования производится в соответствии с намеченным планом операции механической обработки, исходя из габаритных размеров обрабатываемой детали.

Выбранный станок должен обеспечивать выполнение технических требований, предъявляемых точностей изготовления деталей.

Мощность, жесткость и кинематические возможности должны позволять вести обработку на оптимальных режимах с наименьшей затратой времени и себестоимости.

В данном случае мы имеем дело со среднесерийным производством, что в совокупности с простой конфигурацией детали позволяет широко использовать полуавтоматы и универсальные станки.

Центровое отверстие выполняется на центровальном станке 2912 [16].

При обтачивании наружных поверхностей по контуру используются токарно-гидрокопировальный станок ЕМ-400 [16], токарный станок 16К20 с ЧПУ [16], токарно-винторезный станок 16К20 [16]. Для выполнения остальных операций

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

(фрезерование, шлифование) используются универсальные станки моделей 6М82Г [16], 5350 [16] и т.д.

Таблица 3.6 – Оценка возможности использования режущего инструмента

№ операции	Наименование инструмента	К <sub>т.с.</sub>
1	2	3
005	Сверло Т15К6 ГОСТ 14952-75	1,0
010	Резец Т5К10 ГОСТ 18868-73	1,0
015	Резец Т5К10 ГОСТ 18868-73	1,0
020	Резец Т15К6 ГОСТ 18878-73	0,85
025	Фреза Т15К6 ГОСТ 1092-69	1,0
030	Фреза Р6М5 ГОСТ 17026-71	1,0
035	Фреза Р6М5 ГОСТ 17026-71	1,0
070	Круг шлифовальный 25А ГОСТ 2424-83	1,0
085	Фреза гребенчатая Р6М5 ГОСТ 1336-77	1,0
090	Фреза гребенчатая Р6М5 ГОСТ 1336-77	1,0
	Σ10	Σ9,85

Оценка возможности использования режущего инструмента определяем по формуле :

$$K_{тс} = \frac{9,85}{10} = 0,99$$

### 3.10 Расчёт припусков

Общим припуском на обработку называется слой металла, удаляемый с поверхности исходной заготовки в процессе механической обработки с целью получения годной детали.

Операционный припуск – это слой материала, удаляемый с заготовки при выполнении одной технологической операции.

Операционный припуск равняется сумме промежуточных припусков, то есть припусков на отдельные переходы, входящие в операцию.

Из применяемых в машиностроении заготовок (проката, отливок, штамповок) в качестве заготовки, для данного вала учитывая, что материал делали – сталь 45 ГОСТ1050 – 88.[14] и типа производства массового, применяем заготовку - штамповку.

Данный тип заготовки получают на горизонтально ковочных машинах (ГКМ). Такой вид заготовок наиболее применяем для получения требуемой детали. Штамповка – потому, что допуски маленькие и отход металла будет минимальный.

Производим расчет припуска для самой точной поверхности детали согласно маршруту обработки.

Определение дефектного слоя:

Суммарные отклонения расположения штамповкой заготовки при обработке в патроне для наружной поверхности:

$$r = \overset{\circ}{r}_{см}^2 + r_{кор}^2, \quad (3.1)$$

Где  $r_{коробления}$  – погрешность штампованных заготовок на прессах;

$r_{см}$  – погрешность по смещению на штампах.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Точность и качество поверхностей штампованных заготовок после механической обработки выбираем. Величину удельного отклонения расположения  $\Delta y$  выбирают по:  $\Delta y = 0,2$  мм.

Величина отклонения расположения заготовки в центровки.

$$\rho_{ц} = 0,25 \cdot \ddot{O} \delta_{заг}^2 + 1 \quad (3.2)$$

где  $\delta_{заг}$  – допуск на диаметр базовой поверхности мм.  $\delta_{заг} = 1,7$  мм.

$$\rho_{ц} = 0,25 \cdot \ddot{O} 1,7^2 + 1 = 0,37 \text{ мм. } \rho_{о.м.} = 2 \Delta y \cdot L_K, \text{ мкм,}$$

где  $\Delta y$  – величина удельного отклонения расположения равная 0,2.

$$\rho_{о.м.} = 2 \cdot 0,2 \cdot 107,5 = 43 \text{ мкм.}$$

Суммарное отклонение расположения. Отклонение на черновую обработку по следующей формуле:

$$P_o = \ddot{O} \rho_{о.м.}^2 + \rho_{ц}^2, \quad (3.3)$$

Погрешность установки при базировании в центрах заготовки выбирается  $\varepsilon_y = 110$  мкм.

Минимальный припуск на черновую обработку:

$$2_{Zmin} = 2 (R_Z + T + \ddot{O} \rho^2 + \varepsilon_y^2), \quad (3.4)$$

Максимальный припуск на черновую обработку поверхности детали определяем по формуле:

$$2_{Zmax} = 2_{Zmin} + \delta_{ДП} - \delta_{ДВ}, \quad (3.5)$$

Величину остаточного суммарного расположения заготовки после выполнения черновой обработки поверхности определяем по формуле:

$$\rho_{ост} = K_y \rho_{оз}, \quad (3.6)$$

где  $K_y = 0,06$

Величина погрешности установки при чистовой обработке поверхности заготовки.

$$\varepsilon_{уч} = 0,06 \cdot \varepsilon_y, \quad (3.7)$$

При последовательной обработке поверхности детали погрешности установки из-за малости её величины в расчёт не принимаем.

Расчётный минимальный и максимальный припуск на чистовую обработку поверхности детали определяем по формулам:



$$2Z_{\min} = 2 \cdot (50 + 50 + \sqrt{22,33^2 + 12^2}) = 250 \text{ мкм.}$$

$$2Z_{\max} = 2 \cdot (250 + 210 - 33) = 854 \text{ мкм.}$$

Расчётный минимальный и максимальный припуск на шлифовальную обработку поверхности составит:

$$2Z_{\min} = 2 \cdot (5 + 15) = 40 \text{ мкм.}$$

$$2Z_{\max} = 2 \cdot (40 + 33 - 15) = 116 \text{ мкм.}$$

Промежуточные расчётные размеры по обрабатываемым поверхностям определяем по формуле:

Для чистовой токарной обработки:

$$D_{\min \text{ чист}} = D_{\text{чист}} + 2Z_{\min \text{ шл.}}, \quad (3.8)$$

Для черновой токарной обработки:

$$D_{\text{р. черн.}} = D_{\text{р. чист.}} + 2Z_{\min \text{ чист.}}, \quad (3.9)$$

Для заготовки:

$$D_{\text{р.з.}} = D_{\text{р. черн.}} + 2Z_{\min}, \quad (3.10)$$

$$D_{\text{р.з.}} = 55,295 + 1,6 = 56,895 \text{ мм.}$$

### 3.11 Разработка технологических операций и операционной технологии

Выбор оборудования производится в соответствии с намеченным планом операции механической обработки, исходя из габаритных размеров обрабатываемой детали.

Выбранный станок должен обеспечивать выполнение технических требований, предъявляемых точностей изготовления деталей.

Мощность, жесткость и кинематические возможности должны позволять вести обработку на оптимальных режимах с наименьшей затратой времени и себестоимости.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Таблица 3.7– Выбор оборудования

Наименование станка	Модель станка	n min - max мин.	S min - max об/мин.	Z <sub>n</sub>	Z <sub>s</sub>	NкВт
Центровальный	P81	50-1600	35-1020	16	16	5,5
Токарно гидро копировальный	716Ц	100-200	5-1250	-	-	18,5
Шлице фрезерный	350А	80-250	0,63-5	14	10	7,5
Кругло шлифовальный	T160	55-620	0,05-5	-	-	17

### 3.12 Расчёт режимов резания

1) Глубина резания:  $t = 3,2$  мм.

2) Определяется нормативная подача  $S_{он}$ :

$$S_{он} = 0,07 - 0,09 \text{ мм/об}$$

Поправочный коэффициент на подачу в зависимости от глубины сверления:

Корректируется нормативная подача при сверлении  $S_{он}$  по паспорту станка

$$S_{он} = 0,056 \text{ мм/об.}$$

3) Определяется скорость резания  $V_n$ :

Нормативная скорость резания  $V_n$ :

Поправочный коэффициент на скорость в зависимости от глубины сверления

$$K_{lv} = 1.$$

$$V = V_n \cdot K_{lv} = 40 \cdot 1 = 40 \text{ м/мин.}$$

4) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя  $n$ :

$$n = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 40 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 6,3 = 2022 \text{ об/мин.}$$

5) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр} = 710 \text{ об/мин.}$$

6) Действительная скорость резания:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

190201.2016.395.00.00 ПЗ

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 6,3 \cdot 710 / 1000 = 14 \text{ м/мин.}$$

7) Из-за малой мощности резания проверку по мощности не производим.

8) Определение основного (машинного) времени:

$$T_m = L_{px} / n \cdot S_o = l + l_1 / n \cdot S_o, \quad (3.11)$$

где  $L_{px}$  – длина пути, проходимого инструментом в направлении подачи, мм;

$$L_{px} = l + y + \Delta, \quad (3.12)$$

где  $l$  – длина обрабатываемого отверстия;

$y$  – величина врезания,  $y = 0$ ;

$\Delta$  – величина перебега,  $\Delta = 2$  мм;

$n$  – принятое число оборотов инструмента, об/мин;

$S_o$  – принятая подача инструмента, мм/об;

$l_1$  – величина врезания и перебега инструмента, мм.

$$T_m = 15,5 + 4,5 / 710 \cdot 0,056 = 0,503 \text{ мин.}$$

010 Токарно-гидрокопировальная операция

1 проход (копировальный суппорт правый)

1) Глубина резания  $t_1 = 4,5$  мм.

2) Определяем длину рабочих ходов суппорта:

$$L_{px} = l + l_1, \quad (3.13)$$

где  $l$  – наибольшая длина обрабатываемой поверхности одним инструментом, мм;

$l_1$  – величина подвода врезания и перебега инструментов, мм.

$$L_{px} = 142 + 13 = 155 \text{ мм.}$$

3) Определяется нормативная подача  $S_{он}$ :

$$S_{он} = 0,4 - 0,5 \text{ мм/об.}$$

По паспорту станка принимается ближайшее значение подачи:

$$S_{он} = 0,5 \text{ мм/об.}$$

4) Определяется скорость резания  $V_n$ :

Нормативная скорость резания  $V_n$ :

$$V_n = 130 \text{ м/мин.}$$

Поправочный коэффициент на скорость:

$$K_{nv} = 1. \text{ Тогда}$$

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

$$V = V_H \cdot K_{nv} = 130 \cdot 1 = 130 \text{ м/мин.}$$

5) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя станка  $n$ :

$$n = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 130 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 69 = 600 \text{ об/мин.}$$

6) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр} = 630 \text{ об/мин.}$$

7) Действительная скорость резания:

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 69 \cdot 630 / 1000 = 136,5 \text{ м/мин.}$$

8) Производится проверка выбранного режима по мощности.

Мощность эл. двигателя станка (с учетом его к.п.д.) должна быть больше суммарной мощности резания, т.е.  $\sum N \leq N_{дв} \cdot \eta$ .

Суммарная мощность по всем резцам продольного суппорта  $\sum N$ , кВт ( $N_1 = 8,3$  кВт,  $N_2 = 8,3$  кВт).

Суммарная мощность, потребная на резание –  $\sum N$ :

$$\sum N = \sum N_{прод} = 8,3 + 8,3 = 16,6 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя токарно-гидрокопировального станка  $N_{дв} = 28$  кВт,  $\eta = 0,8$ , следовательно,  $16,6 \text{ кВт} < 28 \cdot 0,8 = 22,4 \text{ кВт}$ .

Мощность привода достаточна для выполнения операции на расчетных режимах резания.

9) Определение основного (машинного) времени  $T_M$ :

$$T_M = L_{рх} / S_{опр} \cdot n_{пр}, \quad (3.14)$$

где  $L_{рх}$  – длина рабочего хода суппорта, мм;

$S_{опр}$  и  $n_{пр}$  – принятые подача и число оборотов шпинделя.

$$T_M = 155 / 0,5 \cdot 630 = 0,49 \text{ мин.}$$

1 проход (копировальный суппорт левый)

1) Глубина резания  $t_1 = 4,5$  мм;  $t_2 = 10$  мм.

2) Определяем длину рабочих ходов суппорта:

$$L_{рх} = l + l_1, \text{ мм}, \quad (3.15)$$

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

где  $l$  – наибольшая длина обрабатываемой пов-ти одним инструментом, мм;

$l_1$  – величина подвода врезания и перебега инструментов, мм.

$$L_{px1} = 49 + 13 = 62 \text{ мм};$$

$$L_{px2} = 1,8 + 12,2 = 14 \text{ мм}.$$

3) Определяется нормативная подача  $S_{он}$ :

$$S_{он1} = 0,4 - 0,5 \text{ мм/об};$$

$$S_{он2} = 0,18 - 0,22 \text{ мм/об}$$

По паспорту станка принимается ближайшее значение подачи:

$$S_{он1} = 0,5 \text{ мм/об};$$

$$S_{он2} = 0,2 \text{ мм/об}.$$

4) Определяется скорость резания  $V_n$ :

Нормативная скорость резания  $V_n$ :

$$V_{n1} = 130 \text{ м/мин};$$

$$V_{n2} = 156 \text{ м/мин}.$$

Поправочный коэффициент на скорость:

$$K_{nv} = 1. \text{ Тогда}$$

$$V_1 = V_{n1} \cdot K_{nv} = 130 \cdot 1 = 130 \text{ м/мин};$$

$$V_2 = V_{n2} \cdot K_{nv} = 156 \cdot 1 = 156 \text{ м/мин};$$

5) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя станка  $n$ :

$$n_1 = V_1 \cdot 1000 / \pi \cdot D = 130 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 69 = 600 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = V_2 \cdot 1000 / \pi \cdot D = 156 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 79 = 628,8 \text{ об/мин}.$$

6) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр1} = 630 \text{ об/мин};$$

$$n_{пр2} = 630 \text{ об/мин}.$$

7) Действительная скорость резания:

$$V_{д1} = \pi \cdot D \cdot n_1 / 1000 = 3,14 \cdot 69 \cdot 630 / 1000 = 136,5 \text{ м/мин};$$

$$V_{д1} = \pi \cdot D \cdot n_2 / 1000 = 3,14 \cdot 79 \cdot 630 / 1000 = 156,3 \text{ м/мин}.$$

8) Производится проверка выбранного режима по мощности.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Мощность эл. двигателя станка (с учетом его к.п.д.) должна быть больше суммарной мощности резания, т.е.

$$\sum N \leq N_{\text{дв}} \cdot \eta.$$

Суммарная мощность по всем резцам продольного суппорта  $\sum N$ , кВт ( $N_1 = 8,3$  кВт,  $N_2 = 8,3$  кВт).

Суммарная мощность, необходимая на резание –  $\sum N$ :

$$\sum N = \sum N_{\text{прод}} = 8,3 + 8,3 = 16,6 \text{ кВт.}$$

Мощность эл. двигателя токарно-гидрокопировального станка  $N_{\text{дв}} = 28$  кВт,  $\eta = 0,8$ , следовательно  $16,6 \text{ кВт} < 28 \cdot 0,8 = 22,4 \text{ кВт}$ .

Мощность привода достаточна для выполнения операции на расчетных режимах резания.

9) Определение основного (машинного) времени  $T_M$ :

$$T_M = L_{\text{рх}} / S_{\text{опр}} \cdot n_{\text{пр}}, \quad (3.16)$$

где  $L_{\text{рх}}$  – длина рабочего хода суппорта, мм;

$S_{\text{опр}}$  и  $n_{\text{пр}}$  – принятые подача и число оборотов шпинделя.

$$T_{M1} = 155 / 0,5 \cdot 630 = 0,49 \text{ мин.}$$

$$T_{M2} = 14 / 0,2 \cdot 630 = 0,11 \text{ мин.}$$

2 проход (копировальный суппорт правый)

1) Глубина резания  $t_1 = 5$  мм.

2) Определяем длину рабочих ходов суппорта:

$$L_{\text{рх}} = l + l_1, \text{ мм,}$$

где  $l$  – наибольшая длина обрабатываемой пов-ти одним инструментом, мм;

$l_1$  – величина подвода врезания и перебега инструментов, мм.

$$L_{\text{рх}} = 142 + 13 = 155 \text{ мм.}$$

3) Определяется нормативная подача  $S_{\text{он}}$ :

$$S_{\text{он}} = 0,4 - 0,5 \text{ мм/об.}$$

По паспорту станка принимается ближайшее значение подачи:

$$S_{\text{он}} = 0,5 \text{ мм/об.}$$

4) Определяется скорость резания  $V_H$ :

Нормативная скорость резания  $V_H$ :

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

$$V_H = 119 \text{ м/мин.}$$

Поправочный коэффициент на скорость:

$$K_{nv} = 1. \text{ Тогда}$$

$$V = V_H \cdot K_{nv} = 119 \cdot 1 = 119 \text{ м/мин.}$$

5) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя станка  $n$ :

$$n = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 119 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 60 = 631,6 \text{ об/мин.}$$

6) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр} = 630 \text{ об/мин.}$$

7) Действительная скорость резания:

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 60 \cdot 630 / 1000 = 118,69 \text{ м/мин.}$$

8) Производится проверка выбранного режима по мощности.

Мощность эл. двигателя станка (с учетом его к.п.д.) должна быть больше суммарной мощности резания, т.е.

$$\sum N \leq N_{дв} \cdot \eta.$$

Суммарная мощность по всем резцам продольного суппорта  $\sum N$ , кВт ( $N_1 = 8,3$  кВт,  $N_2 = 8,3$  кВт).

Суммарная мощность, потребная на резание –  $\sum N$ :

$$\sum N = \sum N_{прод} = 8,3 + 8,3 = 16,6 \text{ кВт.}$$

Мощность эл. двигателя токарно-гидрокопировального станка  $N_{дв} = 28$  кВт,  $\eta = 0,8$ , следовательно  $16,6 \text{ кВт} < 28 \cdot 0,8 = 22,4 \text{ кВт}$ .

Мощность привода достаточна для выполнения операции на расчетных режимах резания.

9) Определение основного (машинного) времени  $T_M$ :

$$T_M = L_{рх} / S_{опр} \cdot n_{пр}, \quad (3.17)$$

где  $L_{рх}$  – длина рабочего хода суппорта, мм;

$S_{опр}$  и  $n_{пр}$  – принятые подача и число оборотов шпинделя.

$$T_M = 155 / 0,5 \cdot 630 = 0,49 \text{ мин.}$$

2 проход (копировальный суппорт левый)

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

1) Глубина резания  $t_1 = 1,15$  мм.

2) Определяем длину рабочих ходов суппорта:

$$L_{рх} = l + l_1, \text{ мм},$$

где  $l$  – наибольшая длина обрабатываемой пов-ти одним инструментом, мм;

$l_1$  – величина подвода врезания и перебега инструментов, мм.

$$L_{рх} = 230 \text{ мм}.$$

3) Определяется нормативная подача  $S_{он}$ :

$$S_{он} = 0,4 - 0,5 \text{ мм/об}.$$

По паспорту станка принимается ближайшее значение подачи:

$$S_{он} = 0,5 \text{ мм/об}.$$

4) Определяется скорость резания  $V_n$ :

Нормативная скорость резания  $V_n$ :

$$V_n = 135 \text{ м/мин}.$$

Поправочный коэффициент на скорость:

$$K_{nv} = 1. \text{ Тогда}$$

$$V = V_n \cdot K_{nv} = 135 \cdot 1 = 135 \text{ м/мин}.$$

5) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя станка  $n$ :

$$n = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 135 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 69 = 623,09 \text{ об/мин}.$$

6) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр} = 630 \text{ об/мин}.$$

7) Действительная скорость резания:

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 69 \cdot 630 / 1000 = 136,5 \text{ м/мин}.$$

8) Производится проверка выбранного режима по мощности.

Мощность эл. двигателя станка (с учетом его к.п.д.) должна быть больше суммарной мощности резания, т.е.

$$\sum N \leq N_{дв} \cdot \eta.$$

Суммарная мощность по всем резцам продольного суппорта  $\sum N$ , кВт ( $N_1 = 8,3$  кВт,  $N_2 = 8,3$  кВт).

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69



Суммарная мощность, потребная на резание –  $\sum N$ :

$$\sum N = \sum N_{\text{прод}} = 8,3 + 8,3 = 16,6 \text{ кВт.}$$

Мощность эл. двигателя токарно-гидрокопировального станка  $N_{\text{дв}} = 28 \text{ кВт}$ ,  $\eta = 0,8$ , следовательно  $16,6 \text{ кВт} < 28 \cdot 0,8 = 22,4 \text{ кВт}$ .

Мощность привода достаточна для выполнения операции на расчетных режимах резания.

9) Определение основного (машинного) времени  $T_M$ :

$$T_M = L_{\text{рх}} / S_{\text{опр}} \cdot n_{\text{пр}}, \quad (3.18)$$

где  $L_{\text{рх}}$  – длина рабочего хода суппорта, мм;

$S_{\text{опр}}$  и  $n_{\text{пр}}$  – принятые подача и число оборотов шпинделя.

$$T_M = 230 / 0,5 \cdot 630 = 0,73 \text{ мин.}$$

10) Определение основного (машинного) времени  $T_M$  на операцию:

$$T_M = 0,73 + 0,49 + 0,19 + 0,11 = 1,52 \text{ мин.}$$

015 Токарная операция с ЧПУ

1) Глубина резания:  $t_1 = 0,5 \text{ мм}$ ;  $t_2 = 1,5 \text{ мм}$ .

2) Определяется нормативная подача  $S_{\text{он}}$ :

$$S_{\text{он1}} = 0,4 - 0,5 \text{ мм/об.}$$

$$S_{\text{он1}} = 0,18 - 0,22 \text{ мм/об.}$$

Корректируется нормативная подача  $S_{\text{он}}$  по паспорту станка:

$$S_{\text{он1}} = 0,5 \text{ мм/об.}$$

$$S_{\text{он2}} = 0,2 \text{ мм/об.}$$

3) Определяется скорость резания  $V_n$ :

Нормативная скорость резания  $V_n$ :

$$V_{n1} = 131 \text{ м/мин.}$$

$$V_{n2} = 155 \text{ м/мин.}$$

Поправочный коэффициент на скорость:

$$K_{lv} = 1. \text{ Тогда}$$

$$V_1 = V_{n1} \cdot K_{lv} = 131 \cdot 1 = 131 \text{ м/мин.}$$

$$V_2 = V_{n2} \cdot K_{lv} = 155 \cdot 1 = 155 \text{ м/мин.}$$

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

4) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя  $n$ :

$$n_1 = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 131 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 66,6 = 626,42 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 155 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 66,6 = 626,42 \text{ об/мин}.$$

5) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр1} = 630 \text{ об/мин};$$

$$n_{пр2} = 630 \text{ об/мин}.$$

6) Действительная скорость резания:

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 66,6 \cdot 630 / 1000 = 131 \text{ м/мин}.$$

7) Производится проверка выбранного режима по мощности. Нормативная мощность, потребная на резание  $N_{пр}$ :

$$N = 4,9 \text{ кВт}.$$

8) Определение основного (машинного) времени:

$$T_m = L_{рх} / n \cdot S_o, \quad (3.19)$$

где  $L_{рх}$  – длина рабочего хода суппорта, мм;

$n$  – принятое число оборотов шпинделя, об/мин;

$S_o$  – принятая подача, мм/об;

$$T_{m1} = 298 / 630 \cdot 0,5 = 0,94 \text{ мин};$$

$$T_{m2} = 18 / 630 \cdot 0,2 = 0,14 \text{ мин}.$$

9) Определение основного (машинного) времени  $T_m$  на операцию:

$$T_m = 0,94 + 0,14 = 1,08 \text{ мин}.$$

020 Токарная универсальная операция

1) Глубина резания:  $t = 2,5$  мм.

2) Определяется нормативная подача  $S_{он}$ :

$$S_{он} = 0,4 - 0,5 \text{ мм/об}.$$

Поправочный коэффициент на подачу:

$$K_{пв} = 1.$$

Корректируется нормативная подача  $S_{он}$  по паспорту станка:

$$S_{он} = 0,5 \text{ мм/об}.$$

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

3) Определяется скорость резания  $V_H$ :

Нормативная скорость резания  $V_H$ :

$$V_H = 130 \text{ м/мин.}$$

Поправочный коэффициент на скорость:

$$K_{IV} = 1. \text{ Тогда}$$

$$V = V_H \cdot K_{IV} = 130 \cdot 1 = 130 \text{ м/мин.}$$

4) По установленной скорости резания определяем число оборотов шпинделя  $n$ :

$$n = V \cdot 1000 / \pi \cdot D = 130 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 69 = 600 \text{ об/мин.}$$

5) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр} = 630 \text{ об/мин.}$$

6) Действительная скорость резания:

$$V_d = \pi \cdot D \cdot n / 1000 = 3,14 \cdot 69 \cdot 630 / 1000 = 136,5 \text{ м/мин.}$$

7) Выбираем мощность:

$$N_{рез} = N_H \cdot K_N = 1,7 \cdot 1 = 1,7 \text{ кВт.}$$

$$N_H = 1,7 \text{ кВт; } K_N = 1; \eta = 0,75$$

$$N_{пр} = N_{рез} / \eta = 1,7 / 0,75 = 2,26 \text{ кВт.}$$

8) Определение основного (машинного) времени:

$$T_M = (L_{рх} / n_{пр} \cdot S_{опр}) \cdot i, \text{ мин,}$$

где  $L_{рх}$  – длина прохода суппорта, мм;

$$L_{рх} = l + l_1 + l_2, \quad (3.20)$$

где  $l$  – длина обрабатываемого поверхности, мм;

$l_1$  – величина врезания и перебега, мм;

$l_2$  – дополнительная величина на снятие стружки, мм.

$n_{пр}$  – принятое число оборотов инструмента, об/мин;

$S_{опр}$  – принятая подача инструмента, мм/об;

$$T_M = (148 / 630 \cdot 0,5) \cdot 1 = 0,47 \text{ мин.}$$

035 Горизонтально-фрезерная операция

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

1) Устанавливаем глубину резания. При фрезеровании паза концевой фрезой глубиной резания считается ширина паза, в данном случае  $t_1 = b_1 = 11$  мм. Глубина паза при фрезеровании его за один рабочий ход принимается за ширину фрезерования  $B_1 = h_1 = 3,5$  мм.

2) Назначаем подачу на зуб фрезы. Для фрезерования стали,  $S_{z1} = 0,08 - 0,05$  мм/зуб.

По паспорту станка принимается ближайшее значение подачи:

$$S_{z1} = 0,08 \text{ мм/зуб.}$$

3) Назначаем период стойкости фрезы  $T = 120$  мин.

4) Определяется скорость главного движения резания, допускаемую режущими свойствами фрезы  $V_n$ :

Нормативная скорость резания  $V_n$ :

$$V_{n1} = 39,2 \text{ м/мин.}$$

Поправочный коэффициент на скорость в зависимости от группы и механической характеристики стали  $K_{mv}$  :

$K_{mv} = 1$ . Тогда

$$V_1 = V_{n1} \cdot K_{mv} = 39,2 \cdot 1 = 39,2 \text{ м/мин.}$$

По установленной скорости резания определяем частоты вращения шпинделя  $n$ :

$$n_1 = V_1 \cdot 1000 / \pi \cdot D = 39,2 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 60 = 208 \text{ об/мин.}$$

5) Найденное число оборотов корректируется по паспорту станка, подбирается ближайшее значение:

$$n_{пр1} = 250 \text{ об/мин.}$$

6) Действительная скорость резания:

$$V_{д1} = \pi \cdot D \cdot n_1 / 1000 = 3,14 \cdot 60 \cdot 250 / 1000 = 47,1 \text{ м/мин.}$$

7) Определяем скорость движения подачи  $S_m$ :

$$S_{m1} = S_{z1} \cdot z \cdot n_{д1} = 0,08 \cdot 5 \cdot 250 = 100 \text{ мм/мин.}$$

Корректируем эту величину по данным станка и устанавливаем действительную скорость движения подачи:

$$S_{m1} = 100 \text{ мм/мин.}$$

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

8) Определяем мощность, затрачиваемую на резание:  $N_{\text{табл}} = 1,0$  кВт. Для заданных условий обработки поправочный коэффициент на мощность  $K_N = 1$ . Тогда  $N_{\text{рез}} = N_{\text{табл}} = 1$  кВт.

9) Проверяем, достаточна ли мощность привода станка:

$N_{\text{шп}} = 7,5 \cdot 0,8 = 6,0$  кВт;  $N_{\text{рез}} \leq N_{\text{шп}}$ ;  $1 < 6,0$ , т.е. обработка возможна.

5) Определение основного (машинного) времени:

$T_o = L / S_m$ , мин;  $L = l + y + \Delta$ .

$T_{o1} = 34 / 20 = 1,7$  мин.

030 Шлицефрезерная операция

1) Определяется нормативная подача  $S_{\text{он}}$ :

$S_{\text{он}} = 1,6 - 2,0$ , мм/об.

Принимаем  $S_{\text{он}} = 1,6$  мм/об.

С учётом поправочных коэффициентов в зависимости от обрабатываемого материала  $K_{\text{ms}}=1$  и угла наклона зуба  $K_{\beta s}=1$ , количества заходов фрезы  $K_{\text{ks}}= 0,65$ .  
Подача  $S_o=1,6 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 1= 1,04$  мм/об.

Согласно паспортным данным станка принимаем ближайшее значение подачи:

$S_o=1,6$  мм/об.

2) Выбор скорости резания и числа оборотов.

При  $m=3,5$ ;  $S_o=1,6$  мм/об;  $V_n = 36$  м/мин .

3) Определяем необходимое число осевых перемещений фрезы:

$m=3,5$ ;  $Z=14$ ;  $S_o=1,6$  мм/об  $\rightarrow$  количество осевых перемещений 3.

Учитывая поправочные коэффициенты на скорость резания в зависимости от материала  $K_{\text{mv}}=1$ . Количество заходов фрезы  $K_{\text{kv}}= 0,75$ , количество осевых перемещений  $K_{\text{wv}}= 1,1$  угла наклона шлицев  $K_{\beta v}=1$ . Нормативная скорость резания будет равна:

$V_n = V_T \cdot K_{\text{mv}} \cdot K_{\text{kv}} \cdot K_{\text{wv}} \cdot K_{\beta v} = 36 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1,1 \cdot 1 = 29,7$  м/мин.

4) По установленной скорости определяется число оборотов фрезы в мин:

$n = 318,5 (V / D)$ , об/мин,

$n = 318,5(29,7 / 80) = 118,0$  об/мин.

									Лист
									74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190201.2016.395.00.00 ПЗ				

Для работы принимается ближайшее имеющееся на станке (согласно паспортным данным станка) число оборотов  $n = 140$  м/мин, тогда фактическая скорость резания равна:

$$V = (\pi \cdot D \cdot n) / 1000, \quad (3.21)$$

$$V = (3,14 \cdot 80 \cdot 140) / 1000 = 35,4 \text{ м/мин.}$$

5) Определяем мощность:

При  $S_o = 1,6$  мм/об и  $m = 3,5$  потребная на резание мощность  $N_H = 1,1$  кВт в зависимости от материала  $K_{NM} = 1,1$ ; количества заходов фрезы  $K_{KM} = 1,64$ ; принятого количества осевых перемещений  $K_{NH} = 1,1$ ; угла наклона зубьев  $K_{BN} = 0,95$ ;

$$N_H = N \cdot K_{NM} \cdot K_{KM} \cdot K_{NH} \cdot K_{BN}, \quad (3.22)$$

$$N_H = 1,1 \cdot 1,64 \cdot 1,1 \cdot 0,95 \cdot 1,1 = 1,88 \text{ кВт.}$$

Найденное значение мощности проверяется по мощности эл.двигателя с учётом КПД станка  $\eta = 0,5$  мощность на шпинделе  $N_3$ :

$$N_3 = N_d \cdot \eta = 7,5 \cdot 0,5 = 3,75 \text{ кВт, т.е больше мощности, потребной на резание.}$$

Следовательно, установленный режим резания по мощности станка осуществим.

6) Определение основного времени:

$$T_o = [(l + l_1) \cdot z] / (n \cdot S_o \cdot k), \quad (3.23)$$

где  $l_1 = 17$  – величина врезания и перебега ;

$$T_o = (80 + 17) \cdot 14 / 140 \cdot 1,6 \cdot 3 = 6 \text{ мин.}$$

060 Круглошлифовальная операция

1) Скорость шлифовального круга  $V_k = 30 - 35$  м/с;

$$V_k = \pi \cdot D_k \cdot n_k / 1000 \cdot 60.$$

По паспортным данным станка мод. 3А151 у нового круга  $D_k = 600$  мм;  $n_k = 1112$  об/мин.

Тогда

$$V_k = 3,14 \cdot 600 \cdot 1112 / 1000 \cdot 60 = 35 \text{ м/с,}$$

т. е. в пределах рекомендуемого диапазона.

2) Окружная скорость заготовки (скорость вращения)  $V_d = 15 - 55$  м/мин.

Принимаем среднее значение  $V_d = 26$  м/мин.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

3) Определяем частоту вращения, соответствующую скорости:

$$n_d = 1000 \cdot V_d / \pi \cdot d_d = 1000 \cdot 26 / 3,14 \cdot 55 = 150 \text{ об/мин.}$$

Найденное значение  $n_d = 150$  об/мин может быть установлено на станке мод. 3А151, имеющим бесступенчатое регулирование частоты вращения заготовки в пределах 63 – 400 об/мин.

4) Глубина шлифования (поперечная подача круга)  $t = 0,005 - 0,015$  мм/ход стола, принимаем  $t = 0,005$  мм/ход. Корректируем принятое значение  $t$  по паспортным данным станка:  $t = 0,005$  мм/ход.

5) Определяем продольную подачу на оборот детали  $s = s_d \cdot V_k$ . В справочнике рекомендуется продольная подача в долях ширины круга  $s_d = 0,2 - 0,4$ ; принимаем  $s_d = 0,3$ . Тогда  $s = 0,3 \cdot 63 = 18,9$  мм/об.

6) Определяем скорость продольного хода стола

$$V_{ст} = s \cdot n_d / 1000 = 18,9 \cdot 150 / 1000 = 2,8 \text{ м/мин.}$$

Найденное значение  $V_{ст} = 2,8$  м/мин может быть установлено на используемом станке, имеющем бесступенчатое регулирование скорости продольного хода стола в пределах 0,1 – 6 м/мин.

7) Определяем мощность, затрачиваемую на резание:

$$N_{рез} = C_N \cdot V^r \cdot t^x \cdot s^y \cdot d^q \text{ ([8], стр.469).}$$

Для круглого наружного шлифования с поперечной подачей на каждый ход стола, обработка стали, зернистости круга 40, твердости СТ1:  $C_N = 0,1$ ;  $r = 0,85$ ;  $x = 0,6$ ;  $y = 0,7$ ;  $q = 0,5$ . Тогда

$$N_{рез} = 0,1 \cdot 26^{0,85} \cdot 0,005^{0,6} \cdot 18,9^{0,7} \cdot 55^{0,5} = 3,7 \text{ кВт.}$$

8) Проверяем достаточность мощности двигателя шлифовальной бабки.

У станка мод. 3А151  $N_{шп} = N_M \cdot \eta = 7 \cdot 0,8 = 5,6$  кВт  $N_{рез} < N_{шп}$  ( $3,7 < 5,6$ ), т. е. обработка возможна.

9) Определение основного (машинного) времени:

$$T_M = (L \cdot h / n_d \cdot s \cdot l) \cdot K, \quad (3.24)$$

где  $L$  – длина хода стола; при перебеге круга на каждую сторону, равной  $0,5 \cdot V_k$ , величина  $L = l = 73$  мм;  $h$  – припуск на сторону; по условию  $h = 0,3$  мм; величина  $n_d$ ,  $s$  и  $t$  определены в ходе решения;  $K$  – коэффициент точности, учитывающий время

										Лист
										76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190201.2016.395.00.00 ПЗ					

на “выхаживание”, т. е. шлифование без поперечной подачи (осуществляется на заключительном этапе операции для достижения требуемой точности и шероховатости обработанной поверхности); при чистовом  $K \approx 1,4$ . Тогда

$$T_M = (73 \cdot 0,3 / 150 \cdot 18,9 \cdot 0,005) \cdot 1,4 = 2,16 \text{ мин.}$$

### 3.13 Технология сборки экспериментальной коробки передач с переключением передач изменением межосевого расстояния

Так как новая экспериментальная коробка передач с переключением передач изменением межосевого расстояния отличается по конструкции от серийной, то для ее сборки и регулировки требуется составление технологического процесса.

#### 3.13.1 Сборка блока промежуточных шестерен (таблица 3.8)

Таблица 3.8 – Технология сборки блока промежуточных шестерен

п/п	Перечень операций	Технические требования, условия, указания	Инструмент, принадлежности, материалы
20	Зафиксировать пластину 1 блока промежуточных шестерён	Добиться неподвижного положения пластины	Тиски, слесарный верстак
21	Вставить в отверстие ось промежуточной шестерни 1-ой передачи		Оправка, молоток
22	Одеть на ось промежуточной шестерни 1-ой передачи игольчатый подшипник		
23	Одеть на игольчатый подшипник промежуточную шестерню 1-ой передачи		Оправка, молоток
24	Одеть дистанционную втулку на ось промежуточной шестерни 1-ой передачи		



25	Надеть на ось промежуточной шестерни 1-ой передачи пластину 2	Не допускать перекосов пластин	Оправка, молоток
28	Вставить в отверстие ось промежуточной шестерни 2-ой передачи		Оправка, молоток
29	На ось надеть игольчатый подшипник		
30	Надеть дистанционную втулку на ось промежуточной шестерни 2-ой передачи		
31	Надеть на игольчатый подшипник промежуточную шестерню 2-ой передачи		
32	Надеть дистанционную втулку на ось		
26	Вставить болт с шайбой в отверстие втулки		
27	Одеть на болт шайбу и закрутить гайку	Не допускать перекосов пластин	2 ключа на 17

**ПРИМЕЧАНИЕ.** Аналогичным образом нужно произвести сборку блока промежуточных шестерён 3-й и 4-й передач. При закручивании гайки следить за тем, чтобы пластины не смещались относительно общего центра. Перед установкой подшипники смазать консистентной смазкой (ЛИТОЛ - 24).

Таблица 3.9 – Технология сборки экспериментальной коробки передач

№ пп/п	Перечень операций	Технические требования, условия, указания	Инструмент, принадлежности, материалы
40	Закрепить болтами на опорной пластине коробки передач заднюю опору 2	Обеспечить неподвижное положение опорной пластины	Слесарный верстак, ключ на 17
41	В отверстие вторичного вала в опоре установить стакан подшипника	Не допускать перекосов стакана в отверстиях	Оправка, молоток
	На вторичный вал со стороны дифференциала установить шестерню 3 передачи	Шестерня должна быть установлена до упора в торец	Медная выколотка, молоток

		вала	
	На вторичный вал со стороны дифференциала установить опорную промежуточную пластину		
	Установить следом за промежуточной пластиной блок промежуточных шестерён 3-й и 4-й передачи		
	На вторичный вал со стороны дифференциала запрессовать втулку шестерни 4-й передачи	Не допускать деформации втулки	Медная выколотка, молоток
	На втулку установить шестерню 4-й передачи	Следить за совмещением ведомых и промежуточных шестерён	Медная выколотка, молоток
42	На вторичный вал со стороны дифференциала установить подшипник	Установку подшипника производить до упора на валу	Медная выколотка, молоток
43	Вторичный вал вместе с подшипником установить в стакан	Установку производить плавно, не допускать перекоса подшипника	Медная выколотка, молоток
44	На вторичный вал с другой стороны надеть опорную промежуточную пластину		
45	Следом за пластиной установить шестерню 2-й передачи на посадочное место вала	Шестерня должна быть установлена до упора в торец вала	Медная выколотка, молоток
46	Установить следом за промежуточной пластиной блок промежуточных шестерён 1-й и 2-й передачи		
	На вторичный вал запрессовать втулку шестерни 1-й передачи	Не допускать деформации	Медная выколотка, молоток

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.395.00.00 ПЗ

Лист

79

47		втулки	
48	На втулку установить шестерню 1-й передачи	Следить за совмещением ведомых и промежуточных шестерён	Медная выколотка, молоток
49	На вторичный вал со стороны 1-ой передачи установить подшипник	Установку подшипника производить до упора на валу	Медная выколотка, молоток
51	На первичный вал со стороны сцепления установить подшипник	Установку подшипника производить до упора на валу	Медная выколотка, молоток
52	Установить первичный вал вместе с подшипником в стакан	Установку производить плавно, не допускать перекоса подшипника	Медная выколотка, молоток
53	На первичный вал со стороны 1-ой передачи установить подшипник	Установку подшипника производить до упора на валу	Медная выколотка, молоток
54	Установить стаканы подшипников в отверстия передней опорной пластины 1	Не допускать перекосов стаканов подшипников в отверстиях	Медная выколотка, молоток
55	Вставить подшипники первичного и вторичного валов стаканы	Не допускать перекоса подшипников	Медная выколотка, молоток
56	Закрепить болтами на опорной пластине коробки передач переднюю опору 1	Обеспечить неподвижной положение опорной пластины	Слесарный верстак, ключ на 17, молоток
57	В отверстие задней опоры 2 установить стакан подшипника приводного вала		
	На приводной вал запрессовать		

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.395.00.00 ПЗ

Лист

80

	втулку шестерни привода		
	На втулку установить шестерню привода	Не допускать перекоса шестерни	Медная выколотка, молоток
	На приводной вал установить подшипника	Не допускать перекоса подшипников	Медная выколотка, молоток
	На первичном валу установить шестерню привода и зафиксировать её гайкой		Ключ на 22, молоток
	Установить подшипник приводного вала в стакан в задней опоре 2	Не допускать перекоса подшипников	Медная выколотка, молоток
	Установить стакан подшипника приводного вала в заднюю опору 3		

ПРИМЕЧАНИЕ. Перед запрессовкой подшипники смазать консистентной (ЛИТОЛ - 24). Уплотнительные прокладки перед установкой обработать герметизирующей пастой.

Вывод: Представленный технологический процесс изготовления детали и проведенный расчет режимов обработки, а также выбор необходимого оборудования соответствует регламентирующим документам [10].

#### 4 ОРГАНИЗАЦИОННО ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

В данном разделе дипломного проекта приведен примерный расчет себестоимости изготовления экспериментальной коробки передач автомобиля Lada Granta. Рассмотрены: план маркетинга, оценка коммерческой состоятельности, оценка эффективности инвестиций, срок окупаемости инвестиций и точка безубыточности проекта.

##### 4.1 Расчетная себестоимость изготовления экспериментальной коробки передач

Полная себестоимость серийной коробки передач составляет 10000 руб. Вес серийной коробки составляет 24 кг.

Стоимость одного килограмма металла коробки передач:

$$10000/24 = 416,7 \text{ руб.}$$

Так как в экспериментальной коробке используется большое количество серийных деталей, поэтому примем стоимость одного килограмма металла экспериментальной коробки передач равной стоимости одного килограмма металла серийной коробки.

Вес экспериментальной коробки передач составляет 21 кг.

Полная себестоимость экспериментальной коробки передач будет равна:

$$21*416,7 = 8750,7 \text{ руб.}$$

##### 4.2 Анализ прогрессивности проектируемой коробки передач

Анализ проводится путем оценки конструкции по общему критерию  $K_1$ , который представляет собой отношение сумм относительных величин ранжированных параметров, исчисленных по отношению к соответствующим параметрам серийной коробки передач, к приведенному числу параметров и определяется по формуле:

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

$$K_1 = \frac{\sum_{i=1}^m K_{si} N_i}{\sum_{i=1}^m N_i}, \quad (4.1)$$

$$K_{si} = \frac{B}{B_0}; \quad (4.2)$$

где  $B$  – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр проектируемой конструкции;

$B_0$  – частный рациональный или редуцированный нерациональный параметр базового варианта;

$m$  – количество рассматриваемых параметров (обычно 4...8);

$N_i$  – коэффициент весомости частного параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров, с номером:

$$N_i = \frac{i}{2^{i-1}}, \quad (4.3)$$

где  $i$  – номер рассматриваемого параметра, расположенного в ранжированной последовательности параметров.

Производительность новой экспериментальной коробки передач по сравнению с серийной коробкой передач является одним из самых важных показателей как для производителя, так и для потенциального покупателя. В частности, рассмотрим срок службы новой коробки передач, взяв за 100% срок службы уже существующей конструкции серийной коробки передач.

$$K_{s_1} = \frac{130}{100} = 1,3,$$

где  $B = 130$  – производительность (срок службы) экспериментальной коробки передач;

$B_0 = 100$  – производительность (срок службы) серийной коробки передач.

Одним из самых значимых параметров является стоимость экспериментальной коробки передач по сравнению с серийной коробкой передач автомобиля Lada Granta.

Стоимость серийной коробки передач автомобиля Lada Granta составляет примерно 10000 руб.

Стоимость экспериментальной коробки передач, по предварительным расчетам, составит около 8750 руб, что обусловлено принципиально новой конструкцией, а также значительным уменьшением осевого габарита.

$$K_{s_2} = \frac{10000}{8750} = 1,14,$$

где  $V = 10000$  – цена серийной коробки передач;

$V_0 = 8750$  – цена экспериментальной коробки передач.

Ещё один из параметров, который следует учесть, это коэффициент полезного действия (КПД) экспериментальной коробки передач по сравнению с серийной коробкой.

$$K_{s_3} = \frac{0,97}{0,94} = 1,03,$$

где  $V = 0,97$  – общий КПД экспериментальной коробки передач;

$V_0 = 0,94$  – общий КПД серийной коробки передач.

Следующим частным параметром является масса коробки передач. Масса серийной коробки передач автомобиля Лада Гранта примерно равна 24 кг. Масса экспериментальной коробки передач около 21 кг. Уменьшение веса обусловлено значительным уменьшением осевого габарита.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

$$K_{s_4} = \frac{24}{21} = 1,14,$$

где  $V = 24$  – вес серийной коробки передач;

$V_0 = 21$  – вес экспериментальной коробки передач.

Учитывая то, что экспериментальная коробка передач имеет совершенно новый способ переключения передач способом изменения межцентрового расстояния в зубчатом зацеплении, то следует рассмотреть патентоспособность данной конструкции в отличие от уже существующей конструкции коробки передач на серийных переднеприводных автомобилях. Оценим патентоспособность в баллах.

$$K_{s_5} = \frac{2}{1} = 2,$$

где  $V = 2$  – патентоспособность серийной коробки передач;

$V_0 = 1$  – патентоспособность экспериментальной коробки передач.

Безопасность коробки передач является также важным показателем, так как от этого напрямую зависит здоровье людей, производящих испытание новой экспериментальной коробки передач, а также водителя и пассажиров автомобиля при установленной коробке передач на автомобиль Lada Granta. Оценим безопасность экспериментальной коробки передач в процентах.

$$K_{s_6} = \frac{98}{96} = 1,02,$$

где  $V = 98$  – безопасность серийной коробки передач;

$V_0 = 96$  – безопасность экспериментальной коробки передач.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85



Определим коэффициенты весомости частных параметров.

$$N_1 = \frac{1}{2^{1-1}} = 1; N_2 = \frac{2}{2^{2-1}} = 1;$$

$$N_3 = \frac{3}{2^{3-1}} = 0,75; N_4 = \frac{4}{2^{4-1}} = 0,5; N_5 = \frac{5}{2^{5-1}} = 0,31; N_6 = \frac{6}{2^{6-1}} = 0,19$$

Тогда

$$K_1 = \frac{(1,3 * 1) + (1,14 * 1) + (1,03 * 0,75) + (1,14 * 0,5) + (2 * 0,31) + (1,02 * 0,19)}{1 + 1 + 0,75 + 0,5 + 0,31 + 0,19} = 1,21.$$

Согласно таблице значений критериев  $k$  полученное нами значение критерия технического уровня  $1 < k_1 \geq 1,2$  следовательно конструкция экспериментальной коробки передач имеет среднюю перспективность.

#### 4.3 Расчет затрат при производстве детали

Рассмотрим на примере детали - водило. Изготавливается из стали 45, ГОСТ 1050-88 [14] имеет массу 0,6 кг.

1) Черная масса детали :  $m_{\text{заг}} = 1$  кг.

2) Чистая масса детали :  $m_{\text{дет}} = 0,6$  кг.

3) Тогда масса отходов:

$$m_{\text{отх}} = m_{\text{заг}} - m_{\text{дет}} = 1 - 0,6 = 0,4 \text{ кг.} \quad (4.4)$$

4) Цена за 1 кг стали (апрель 2013 г):  $C_M = 25,5$  руб.

5) Цена за 1 кг отходов стали (апрель 2011 г):  $C_{\text{отх}} = 1,3$  руб.

6) Стоимость материала, за вычетом отходов:

$$C_{\text{осн}} = C_M \cdot m_{\text{заг}} - C_{\text{отх}} \cdot m_{\text{отх}} = 25,0 \cdot 0,6 - 1,3 \cdot 0,4 = 14,68 \text{ руб.} \quad (4.5)$$

7) Транспортно- заготовительные расходы [7]:

$$C_{\text{тр}} = (0,02 \dots 0,04) \cdot C_{\text{осн}} = (0,02 \dots 0,04) \cdot 14,68 = 0,63 \text{ руб.} \quad (4.6)$$

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 [7]:

$$Z_{н_{осн}} = \frac{(t_{опi} \cdot r)}{60} \cdot (1 + 0,15 + 0,25), \text{ руб}, \quad (4.7)$$

где  $t_{опi}$  - время выполнения  $i$ -ой операции при обработке детали, *мин*;

$r$  - тарифная ставка, *руб/ч*.

Для определения этих составляющих составим технологический процесс изготовления водило (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Технологический процесс изготовления стакана подшипника

Операция	Содержание операции	Время выполнения операции (учтено машинное время и вспомогательное)	Тарифные ставки станочников
№	-	<i>Мин</i>	<i>Руб/ч</i>
00	Транспортно-заготовительная	-	-
05	Отрезать заготовку	1,8	15,0
10	Токарная операция по подрезанию торца	1,9	16,0
15	Сверление	2,3	13,0
20	Токарная операция по чистовой обработке внутренней поверхности	1,7	16,0

Вычисляем основную заработную плату, руб.:

$$Zn_{осн} = \frac{(1,8 \cdot 15,0 + 1,9 \cdot 16,0 + 2,3 \cdot 13,0 + 1,7 \cdot 16,0)}{60} \cdot 1,4 = 2,67.$$

9) Дополнительная заработная плата (оплата отпусков, оплата часов подросткам, оплату времени на выполнение государственных обязанностей, выплату вознаграждений за выслугу лет и т.д.) руб. [7]:

$$Zn_{доп} = 0,132 \cdot Zn_{осн} = 0,132 \cdot 2,67 = 0,34. \quad (4.8)$$

10) Отчисления на социальные нужды. Вычисляются по установленным для предприятия ставкам от суммы основной и дополнительной заработной платы, оценим по формуле, руб. [7]:

$$Zn_{соц} = 0,385 \cdot (Zn_{осн} + Zn_{доп}) = 0,385 \cdot (2,67 + 0,34) = 1,15. \quad (4.9)$$

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, руб. [7]:

$$Zm_{эксп} = Zn_{осн} \cdot (1...3) = 2,67 \cdot (1...3) = 5,34. \quad (4.10)$$

12) Общецеховые расходы. Это заработная плата аппарата управления цехом, амортизация, содержание, и текущий ремонт зданий цеха, затраты по охране труда и так далее, руб. [7]:

$$Zm_{цех} = Zn_{осн} \cdot (0,7...1,0) = 2,67 \cdot (0,7...1,0) = 2,26. \quad (4.11)$$

13) Цеховая себестоимость, руб. [7]:

$$C_{цех} = C_{осн} + C_{тр} + Zn_{осн} + Zn_{доп} + Zn_{соц} + Zm_{эксп} + Zm_{цех}; \quad (4.12)$$

$$C_{цех} = 14,68 + 0,63 + 2,67 + 0,34 + 1,15 + 5,34 + 2,26 = 27,07.$$

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, руб. [7]:

										Лист
										88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	190201.2016.395.00.00 ПЗ					

$$3m_{ЗАВОД} = 3n_{ОСН} \cdot (0,5...0,8) = 2,67 \cdot (0,5...0,8) = 1,73 \quad . \quad (4.13)$$

15) Общая производственная себестоимость, руб. [7]:

$$3m_{ПР.С} = C_{ЦЕХ} + 3m_{ЗАВОД} = 27,07 + 1,73 = 28,05 \quad . \quad (4.14)$$

16) Внепроизводственные расходы, связаны с затратами на тару и упаковку продукции, с ее транспортировкой на станцию отправления, погрузку и так далее, руб. [7]:

$$3m_{ВНЕПР} = 0,045 \cdot 3m_{ПР.С} = 0,045 \cdot 28,05 = 1,26 \quad . \quad (4.15)$$

17) Полная себестоимость проектируемого изделия, руб. [7]:

$$C_{ПРОЕКТ} = 3m_{ПР.С} + 3m_{ВНЕПР} = 28,05 + 1,26 = 29,31 \quad . \quad (4.16)$$

Таблица 4.2 – Калькуляция себестоимости детали

Статья расхода	Затраты, Руб./шт.	В % к итог
Основной материал	16,0	64,27
Основной материал за вычетом отходов	14,68	62,14
Основная зарплата основных рабочих	2,67	6,2
Дополнительная зарплата	0,34	0,82
Отчисления на социальное страхование	1,15	2,73
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	5,34	12,5
Общеховые расходы	2,26	5
Итого цеховая себестоимость	27,07	91,3
Общезаводские расходы	1,73	5,4
Итого производственная себестоимость	28,05	95,96
Внепроизводственные расходы	1,26	4,3
Итого полная себестоимость	29,31	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:

- спроса со стороны потребителей;
- затратами на ее производство и реализацию;
- рыночной конъюнктуры;
- среднеотраслевая прибыль;
- конкуренция;
- метода установления цены;
- учета мер государственного регулирования.

Норматив рентабельности, руб.:

$$H_P = 0,15 \cdot C_{\text{ПРОЕКТ}} = 0,15 \cdot 8750 = 1312,5; \quad (4.17)$$

Оптовая цена (окончательная цена для реализации), руб.:

$$C_{\text{ОПТ}} = C_{\text{ПРОЕКТ}} + H_P = 8750 + 1312,5 = 10062,5; \quad (4.18)$$

Отпускная цена предприятия (с учетом НДС), руб.:

$$C_{\text{ОПТ}} = C_{\text{ОПТ}} + 0,2 \cdot C_{\text{ОПТ}} = 10062,5 + 0,2 \cdot 10062,5 = 12074,9; \quad (4.19)$$

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

$$C_{\text{ОПТ.ПР}} = C_{\text{ОПТ}} + 0,25 \cdot C_{\text{ОПТ}} = 12075 + 0,25 \cdot 12075 = 15093,75; \quad (4.20)$$

Розничная цена (с учетом торговой надбавки), руб.:

$$C_{\text{РОЗН}} = C_{\text{ОПТ.ПР}} + 0,2 \cdot C_{\text{ОПТ.ПР}} = 15093,75 + 0,2 \cdot 15093,75 = 18112,5. \quad (4.21)$$

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		90

#### 4.5 Оценка коммерческой состоятельности дипломного проекта

В общем случае, капитальные вложения (инвестиции) в строительство и организацию работ ( $K_{\text{сум}}$ ) по выпуску новой продукции включают в себя:

$$K_{\text{сум}} = K_{\text{пр}} + K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}}, \quad (4.22)$$

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

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

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

$K_{\text{НИР}}$  – капитальные вложения в НИР.

В дипломном проекте рассматриваются капиталобразующие инвестиции, при этом, как правило, учитываются только прямые капитальные вложения ( $K_{\text{пр}}$ ), которые численно равны вложениям в основные производственные фонды. При отсутствии данных принять,  $K_{\text{пр}} = 0,5 \dots 0,9$  от произведения полной себестоимости изделия на программу его выпуска ( $A_{\text{г}}$ ):

$$K_{\text{пр}} = 0,9 C_{\text{пол}} A_{\text{г}}. \quad (4.23)$$

Сумма ( $K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}}$ ), превосходит  $K_{\text{пр}}$  в 2...9 раз. В случае незначительных конструктивных изменений примем равной 0,9  $K_{\text{пр}}$ .

$$K_{\text{пр}} = 0,9 \times 8750 \times 20000 = 157,5 \text{ млн. руб.}$$

$$K_{\text{сопр}} + K_{\text{об}} + K_{\text{НИР}} = 5 \times 157,5 = 787,5 \text{ млн. руб.}$$

$$K_{\text{сум}} = 157,5 + 787,5 = 945 \text{ млн. руб.}$$

#### 4.6 Оценка эффективности инвестиций

Простая норма прибыли (ПНП)

ПНП – это гарантированный уровень доходности, сложившийся на рынке капиталов.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		91

$$ПНП = \frac{П_p}{К_{сум}}, \quad (4.24)$$

$$П_p = П_б k_{н.п.}, \quad (4.25)$$

где  $П_б$  – балансовая (общая) прибыль;

$k_{н.п.}$  – коэффициент, учитывающий налог на прибыль,  $k_{н.п.} = 0,9$ ;

$П_p$  – расчетная (чистая) прибыль.

Балансовая (общая) прибыль от реализации продукции определяется как разность отпускной цены изделия ( $Ц_{отп}$ ) и плановой ее полной себестоимости ( $С_{пол}$ ) с учетом годовой программы выпуска:

$$П_б = (Ц_{отп} - С_{пол}) A_g, \quad (4.26)$$

$$П_б = (12074 - 8750) \times 20000 = 66,4 \text{ млн. руб.},$$

$$П_p = 66,4 \times 0,9 = 59,85 \text{ млн. руб.},$$

$$ПНП = \frac{59,85}{945} = 0,06$$

#### 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, рассчитываются 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 (год). Интервал, в котором остаток становится отрицательным, означает искомый «срок окупаемости».

$$T_{ок} = K_{сум} / (П_p + \Phi_{амор}) = 945000000 / (59850000 + 341950000) = 2,3 \text{ года}, \quad (4.27)$$

где  $\Phi_{амор} = 341,950$  тыс. руб. – амортизационные отчисления.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

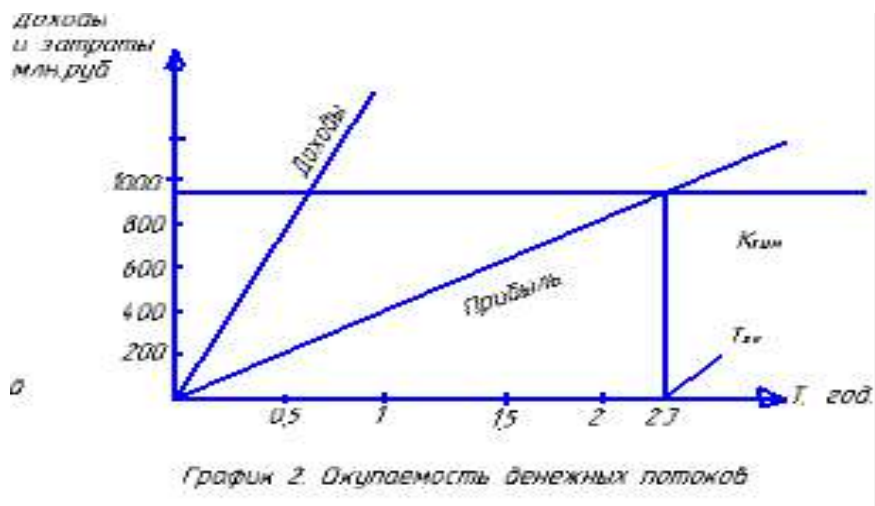


Рисунок 4.1– График денежных потоков

#### 4.8 Точка безубыточности проекта

Цель расчета «точки безубыточности проекта» – определить критический объем производства ( $A_{кр}$ ), при котором прибыль становится нулевой, так как выручка от реализации совпадает с издержками производства. Сравнение  $A_{кр}$  (точка безубыточности) с планируемым объемом производства ( $A_p$ ) позволяет определить «запас прочности производства».

Точка безубыточности проекта:

$$A_{кр} = B / (C_{отп} - a), \quad (4.28)$$

где  $B$  – условно-постоянные издержки на единицу продукции, руб./шт., составляют 60 % от величины полной себестоимости  $C_{пол}$ ;

$C_{отп}$  – оптовая цена предприятия, руб./шт.;

$a$  – условно-переменные издержки на единицу продукции, руб./шт., составляют 40 % от величины полной себестоимости  $C_{пол}$ .

$$A_{кр} = (5250 \cdot 20000) / (12074 - 3500) = 12246 \text{ шт.}$$



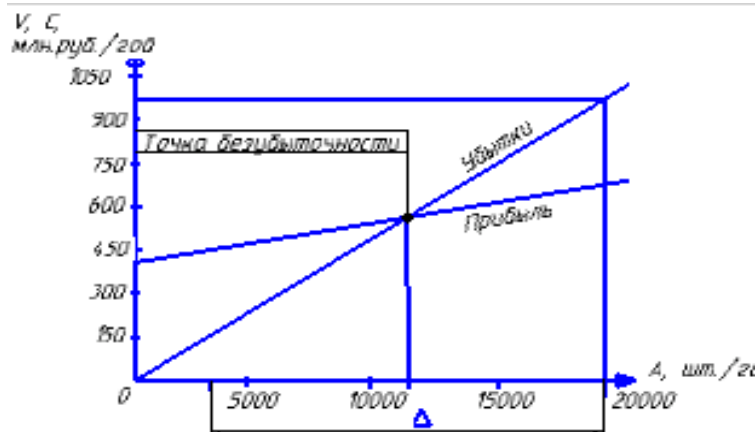


График 1. Анализ безубыточности производства

Рисунок 4.2– Анализ безубыточности производства

В таблице 4.1 сведены данные для нахождения точки безубыточности проекта.

Таблица 4.1

Наименование показателя	Сумма		Структура к цене, %
	на деталь, руб.	На программу, тыс. руб.	
2	3	4	5
Отпускная цена	8750	225000	100
Переменные издержки	3500	90000	40
Постоянные издержки	5250	135000	60
Прибыль расчетная	2992,5	59850	-
Валовая маржа (вклад)	16875	337500	-

Объем от реализации продукции определяется по формуле:

$$V_p = C_{\text{отп}} A_{\Gamma} = 12074 * 20000 = 241\,480\,000 \text{ руб.}, \quad (4.29)$$

где  $C_{\text{отп}}$  – отпускная цена продукции;

$A_{\Gamma}$  – годовая программа выпуска изделий.

Объем общих издержек определяется по формуле:

$$C = a A_r + B = 3500 * 20000 + 135000000 = 205\ 000\ 000. \text{ руб.}, \quad (4.30)$$

где  $a$  – условно-переменные издержки;

$B$  – условно-постоянные издержки.

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  $A_{кр}$  и фактической программой выпуска деталей  $A_r$  следует определить относительный запас прочности

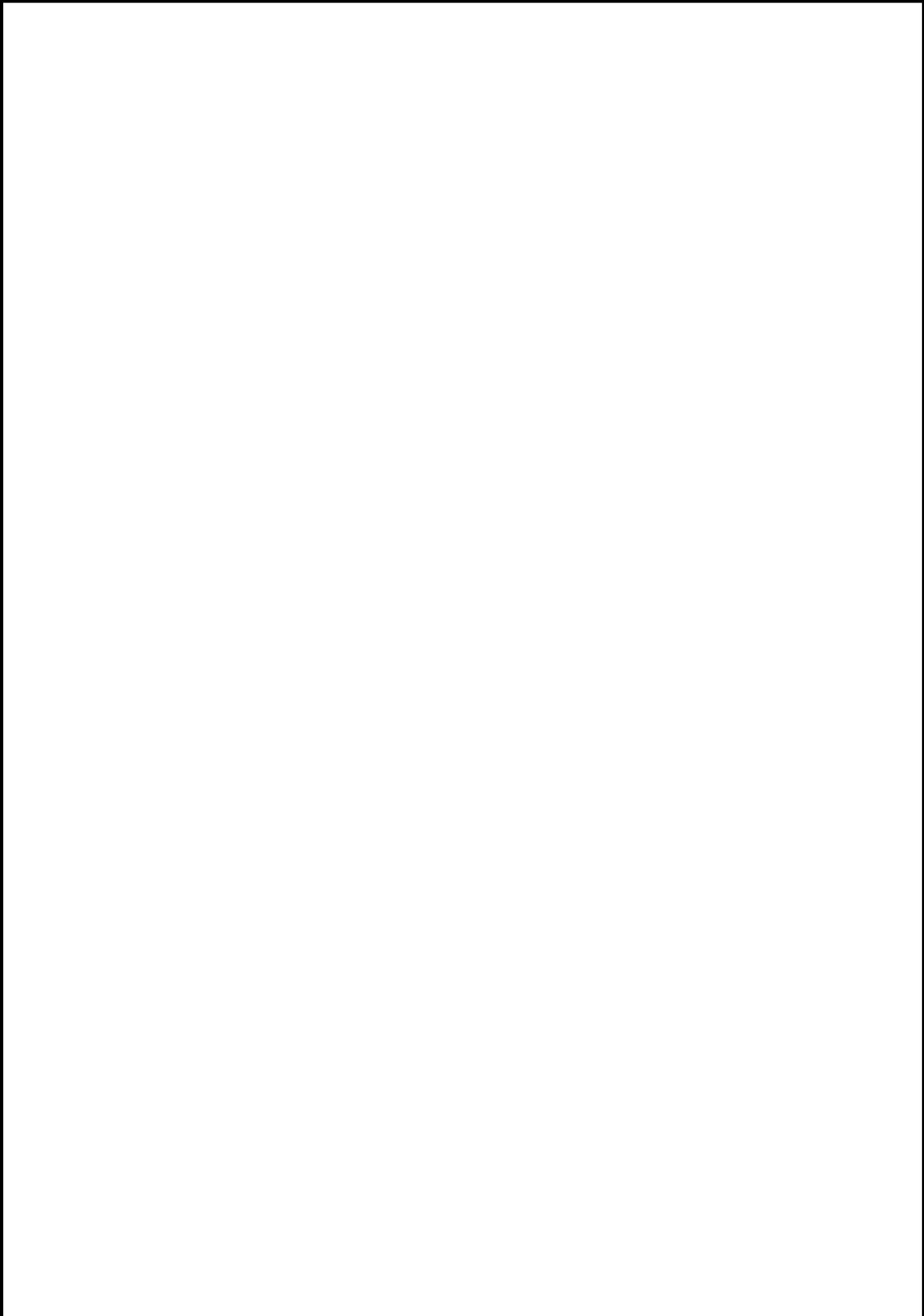
по формуле:

$$\delta = \frac{A_r - A_{кр}}{A_r} 100\% = \frac{20000 - 12246}{20000} 100\% = 38\%. \quad (4.31)$$

Запас прочности показывает, на сколько процентов можно снизить объем производства и реализации продукции без угрозы его финансового положения.

Вывод: По результатам выполненных расчетов мы видим что данный проект можно считать достаточно привлекательным.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95



					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96

## 5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В соответствие с темой выпускной квалификационной работы «Автомобиль Lada Granta с разработкой коробки передач уменьшенного осевого габарита» в данном разделе рассмотрены вопросы по безопасной эксплуатации коробки передач, В своей работе за основу я взял четырёхступенчатую коробку передач автомобиля ВАЗ-2108.

### 5.1 Область применения

Коробка передач предназначена для изменения по величине и направлению крутящего момента и передачи его от двигателя к ведущим колесам. Так же она обеспечивает длительное разобщение двигателя и ведущих колес, при этом на неограниченный срок и без усилий со стороны водителя.

В основе новой коробки передач использованы параметры зацепления четырехступенчатой коробки передач переднеприводного автомобиля ВАЗ-2108.

Основными элементами коробки передач являются: картер , входной вал , первичный вал , блок промежуточных шестерён , вторичный вал . В коробке передач устанавливается еще один вал, который будет являться приводным. В конструкции новой коробки передач максимально использованы серийные узлы и детали (первичный вал, вторичный вал, подшипники, параметры зубчатых зацеплений шестерен).

Первичный вал остается неизменным и выполнен заодно с блоком ведущих шестерен. Он установлен в картере на конических роликовых подшипниках 2108-1701180 (66-42305AE). Для уменьшения шума при работе коробки передач шестерни сделаны косозубыми.

Из конструкции стандартной коробки передач удалены муфты синхронизаторов, детали муфт, вилок и штоков переключения передач.

Для новой экспериментальной коробки передач были спроектированы детали, которых нет в серийной коробке передач: оси промежуточных шестерён, пластины блоков промежуточных шестерён, стаканы подшипников, основание и опоры валов.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						96
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Управление автомобилем на котором будет установлена данная коробка передач, может осуществлять любой водитель имеющий определённую категорию прав управления транспортным средством. Не зависимо от его профессиональных навыков вождения.

## 5.2 Идентификация опасности и оценка риска

При проведении технических работ, осмотра и обслуживания коробки передач, необходимо учитывать, её вес ( КПП весит 21 кг).

При эксплуатации механической коробки передач могут возникнуть такие опасные и вредные факторы, как:

- 1) повышенный уровень шума ;
- 2) повышенный уровень вибрации;
- 3) вредные вещества;

Источником шума и вибрации в коробке передач является износ зубчатых зацеплений

Предельно допустимые уровни шума на рабочих местах регламентированы СН 2.2.4/2.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки»[19] (таблица 5.2)

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						97
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Таблица 5.2 – Предельно допустимые уровни звукового давления, уровни звука и эквивалентные уровни звука для основных наиболее типичных видов трудовой деятельности и рабочих мест

Рабочее место	Уровень звукового давления в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровень звука, дБА, эквивалентный уровень звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Рабочие места водителей и обслуживающего персонала (пассажиров) легковых автомобилей и автобусов	93	79	70	63	58	55	52	50	60

СН 2.2.4/2.1.8.566-96 устанавливают предельно допустимые величины вибрации.[19] (таблица 5.3)

Таблица 5.3 – Предельно допустимые величины вибрации

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

Вредным и опасным веществом в коробке передач является трансмиссионное масло API GL-5(ТАД-17И). Оно представляет собой горючую жидкость с температурой вспышки 200 градусов.

По степени воздействия на организм человека трансмиссионные масла относятся к 4-му классу опасности по ГОСТ 12.1.007 [17] с предельно допустимой концентрацией паров углеводородов в воздухе рабочей зоны 300 мг/м<sup>3</sup> и к 3-му классу опасности с предельно допустимой концентрацией масляного тумана 5 мг/м<sup>3</sup>.

Трансмиссионные масла не обладают способностью к кумуляции, не вызывает усиленного роста тканей. При длительном контакте с маслом, а также при работе с присадками в зависимости от индивидуальной восприимчивости кожи могут возникнуть дерматиты и экземы. Не желательно попадание масла в глаза, рот, нос и уши, так как может произойти химическое отравление.

### 5.3 Меры направленные на снижения риска

Кинематическая схема новой коробки передач обеспечивает дополнительную степень свободы по сравнению с серийным агрегатом, что предотвращает возможность заклинивания механизма даже при вводе в зацепление промежуточной шестерни следующей передачи при не вышедшей из зацепления промежуточной шестерне предыдущей передачи.

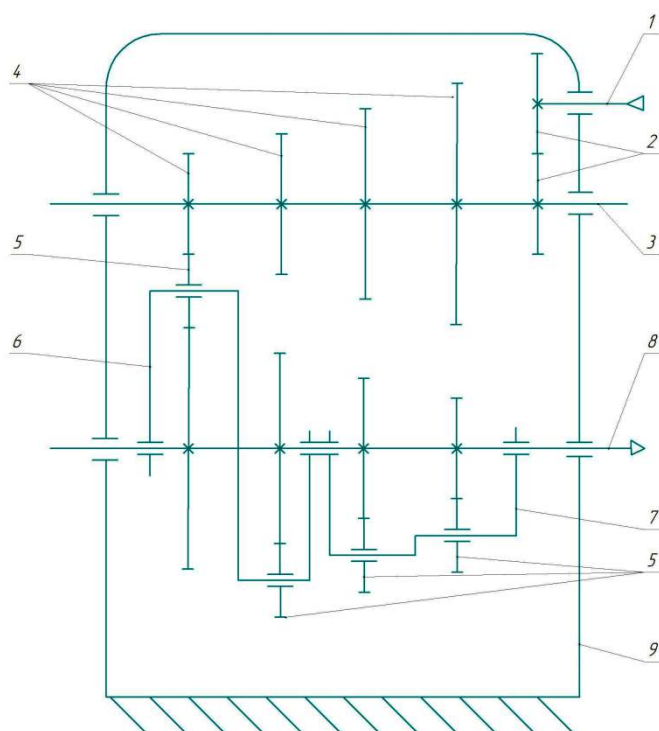


Рисунок 5.2 – Кинематическая схема разработанной КПП:

1 - входной вал; 2 - шестерни привода; 3 - первичный вал; 4 - ведущие шестерни; 5 - промежуточные шестерни; 6 - подвижный блок промежуточных шестерён 1-ой и 2-ой передач; 7 - подвижный блок промежуточных шестерён 3-ей



и 4-ой передач; 8 - вторичный вал; 9 - картер коробки передач.

Это не только даёт дополнительные возможности при проектировании коробки передач, но и снижает риск аварии автомобиля и травмирования водителя и пассажиров по причине неисправности коробки передач.

Для защиты водителя от контакта с вращающимися деталями и горюче-смазочными материалами в коробке передач предусмотрен корпус. Корпус (картер) коробки передач отлитый из алюминиевого сплава. Для улучшения теплоотвода его поверхность оребрена.



Рисунок 5.3 – Картер коробки передач

Нарушения надежной работы машин и механизмов могут являться причиной аварий и травм. Большое значение в обеспечении надежности имеет прочность конструктивных элементов. Конструкционная прочность машин и агрегатов определяется прочностными характеристиками, как материала конструкции, так и его крепежных соединений (сварные швы, заклепки, штифты, шпонки, резьбовые

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

190201.2016.395.00.00 ПЗ

Лист

101

соединения), а также условиями их эксплуатации (наличие смазочного материала, коррозия под действием окружающей среды, наличие чрезмерного изнашивания и т. д.).

Модуль зубчатой передачи определяется из условий изгибной прочности на усталость или статической прочности при действии максимального крутящего момента.

Поскольку при проектировании новой коробки передач одним из условий являлась максимальная унификация с серийным агрегатом, то все параметры зубчатых зацеплений всех передач кроме направления наклона зубьев остались без изменений. Поэтому проводить расчет зубьев на усталостную прочность необходимости нет.

Валы автомобильных коробок передач изготавливают из сталей тех же марок, что и зубчатые колёса, и рассчитывают на прочность и жесткость.

Прочность валов коробки передач проверяют при совместном действии изгиба и кручения. Определяют составляющие опорных реакций и соответствующие им изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При расчете вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах.

При расчете шлицевых валов за расчетный диаметр принимают внутренний диаметр шлицев. В практике эксплуатации усталостное разрушение валов коробок передач не наблюдается, так как они имеют большие запасы прочности, необходимые для получения достаточной жесткости валов.

Жесткость валов коробки передач обуславливает правильность зацепления зубчатых колес. При недостаточной жесткости наблюдается значительный прогиб валов, что оказывает отрицательное влияние как на прочность и износостойкость зубчатой передачи, так и на уровень шума их работы.

Для обеспечения надёжной работы предусматривается обильное смазывание поверхностей трения. Поверхность вала для обеспечения стойкости против задира и хорошей приработки фосфатируют или сульфидируют.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

Оценка долговечности подшипников качения коробки передач автомобиля производится по контактной выносливости поверхностей тел качения и беговых дорожек. Основной характеристикой подшипника является динамическая грузоподъемность. Подшипники коробки передач работают при переменных режимах нагружения, описываемых кривыми распределения крутящего момента. Поэтому, так же как и при расчете зубчатых передач, в качестве расчетного момента  $T_p$  на первичном валу принимают наименьший из двух моментов – максимальный момент двигателя или приведенный момент по сцеплению ведущих колес с дорогой. Все подшипниковые узлы так же использованы от серийного агрегата и их дополнительный расчет также не требуется.

Однако при переключении передач возникают ударные нагрузки, величину которых можно определить только экспериментальным путем. Поэтому после испытаний новой коробки передач необходимо провести дополнительные расчеты.

Для снижения износа валов и зубчатых колес в коробке передач необходимо обеспечить смазывание их трущихся поверхностей. Поскольку в новой коробке передач межосевое расстояние и количество зубчатых колес значительно больше, чем в серийной коробке, то выбран способ смазывания разбрызгиванием. Уровень масла при этом должен лежать на 35-45 мм выше оси выходного вала.

Удобство эксплуатации новой коробки передач зависит от расположения рычага переключения передач и компоновки привода переключения передач.

При выборе места расположения рычага переключения передач необходимо учитывать требования ОСТ 37.001.017-70 «Органы управления легковых автомобилей. Безопасность конструкции и расположения. Технические требования» [18].

При проектировании привода переключения передач учтены следующие требования:

рычаг переключения передач во всех положениях не должен мешать входу водителя на рабочее место и выходу с него, а также свободному перемещению ног

									Лист
									103
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	190201.2016.395.00.00 ПЗ				

при управлении автомобилем;

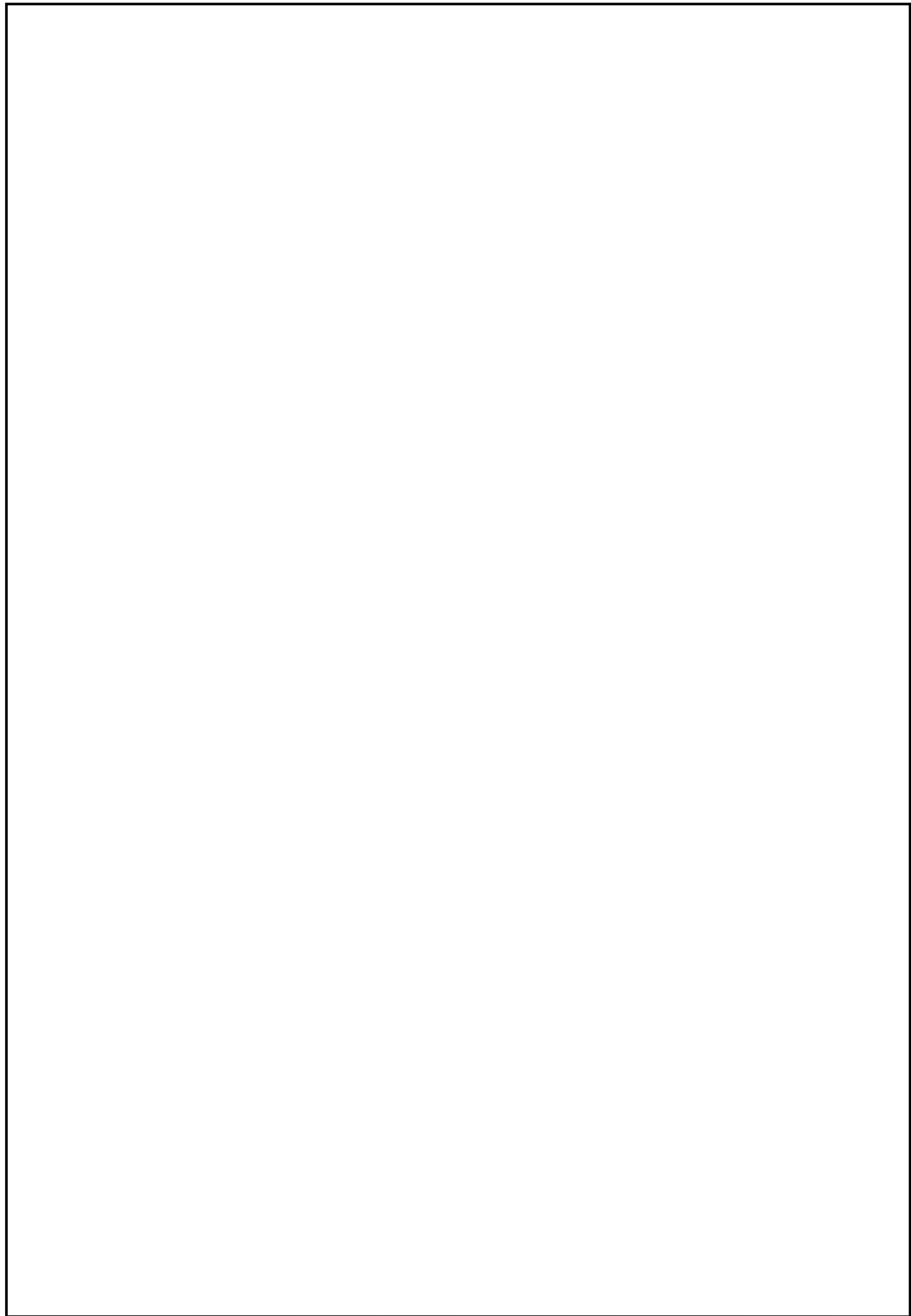
расстояние от рукоятки рычага во всех его положениях между ним и любыми элементами рабочего места 50 мм;

минимальная длина свободной части рычага с рукояткой в любом его положении должны быть не менее 50 мм.

#### 5.4 Информация пользователю

Для того чтобы тронуться с места необходимо завести автомобиль предварительно убедившись в том что включена нейтральная передача. После этого выжимаем левой ногой сцепление (левая педаль), и включаем рычаг переключения механической коробки в положение соответствующее первой передаче. После этого плавно нажимая на педаль газа правой ногой (правая педаль), так же медленно опускаем сцепление. Если все сделать правильно автомобиль тронется с места плавно без рывков и воя мотора под капотом. После того как разогнались до скорости соответствующей для включения следующей передачи снова выжимаем педаль сцепления включаем следующую передачу при помощи рычага и отпускаем педаль сцепления. Педаль газа при нажатии педали сцепления отпускаем, двигатель при этом переходит в режим холостого хода, а после включения передачи опять же синхронно отпускаем сцепление и ждем на газ. Важно помнить, что включать передачи можно лишь поочередно не перескакивая и не пропуская их. То есть с 1 на 2, со 2 на 3, с 3 на 4, и т.д. При замедлении движения или торможении двигателем в обратном порядке передачи так же переключают не перескакивая. Однако если вы, преодолевая участок дороги с плохим покрытием выключили передачу и замедлили авто при помощи педали тормоза (средняя педаль), то включать уже необходимо не следующую вниз, а выбрать наиболее подходящую по скоростному режиму. Большинство механических коробок переключения передач рассчитаны на такие диапазоны работы: 1 передача до 15-20 км/ч; 2 передача до 30-40 км/ч; 3 передача до 50-60 км/ч; 4 передача до 80 км/ч;

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						104
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		



					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		105

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте проведена работа по разработке новой коробки передач для автомобиля Lada Granta, переключение передач в которой осуществляется способом изменения межосевого расстояния в зубчатом зацеплении. Проведен расчет зубьев шестерён на прочность. Разработаны рабочие чертежи деталей новой коробки передач. Значительно уменьшен осевой габарит.

Разработанный механизм переключения передач позволяет переключать передачи без разрыва потока мощности от двигателя к трансмиссии, что позволяет снизить энергозатраты оператора на включение сцепления, а также увеличить динамику разгона автомобиля.

Исходя из всего этого, можно заключить, что новая экспериментальная коробка передач не имеет аналогов и является перспективной разработкой. Рекомендуется продолжать работы для доведения конструкции и усовершенствования следующих образцов, а также внедрения в серийное производство.

Все разделы пояснительной записки выполнены в соответствии с требованиями [13].

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте проведена работа по разработке новой коробки передач для автомобиля Lada Granta, переключение передач в которой осуществляется способом изменения межосевого расстояния в зубчатом зацеплении. Проведен расчет зубьев шестерён на прочность. Разработаны рабочие чертежи деталей новой коробки передач. Значительно уменьшен осевой габарит.

Разработанный механизм переключения передач позволяет переключать передачи без разрыва потока мощности от двигателя к трансмиссии, что позволяет снизить энергозатраты оператора на включение сцепления, а также увеличить динамику разгона автомобиля.

Исходя из всего этого, можно заключить, что новая экспериментальная коробка передач не имеет аналогов и является перспективной разработкой. Рекомендуется продолжать работы для доведения конструкции и усовершенствования следующих образцов, а также внедрения в серийное производство.

Все разделы пояснительной записки выполнены в соответствии с требованиями [13].

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Описание автомобиля Lada Granta. – <http://www.avtogermes.ru/sale/lada/granta/>
- 2 Вахламов, В. К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480с.
- 3 Прасолов, Н. С. Обоснование режимов переключения в автомобильной коробке передач с изменяемым межосевым расстоянием зубчатых зацеплений: автореферат дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук / Н. С. Прасолов. – Челябинск: Изд-во НТЦ-НИИОГР, 2004. – 19с.
- 4 Механическая коробка передач. – [http://ru.wikipedia.org/wiki/Механическая\\_коробка\\_передач](http://ru.wikipedia.org/wiki/Механическая_коробка_передач)
- 5 Привод переключения передач. – <http://systemsauto.ru/box/box.html>
- 6 Передаточные числа коробки передач автомобиля Lada Granta/ – <http://lada-granta-hatchback.ru/lada-granta-sport-korobka-peredach>
- 7 Анурьев, В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: В 3х-т. Т.1 – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой – М.: Машиностроение, 2001. – 920с.: ил.
- 8 <http://avto-ladakalina.ru/korobka-peredach-avtomobilya-lada-kalina/>
- 9 [http://metallichekiy-portal.ru/marki\\_metallov/stk/30](http://metallichekiy-portal.ru/marki_metallov/stk/30)
- 10 Косилова, А. Г. Справочник технолога – машиностроителя. В 2-х т. Т2/ Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд. перер. и доп. –М.: Машиностроение, 1985г. - 496с.
- 11 Заслонов, В. Г. Организационно-экономическая часть дипломного проекта: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 145с.
- 12 Хашковский, А. В. Безопасность жизнедеятельности: методические указания к дипломному проекту для студентов аэрокосмического факультета / А. В. Хашковский, И. П. Палатинская. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – 50с.
- 13 Беляев, В.П. Выполнение курсовых и дипломных проектов по специальности 190201 – «Автомобиле- и тракторостроение»: учебное пособие/ В.П. Беляев. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 107с.
- 14 ГОСТ 1050-88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. –М.: Стандартинформ, 2010. –24с.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		106



15 СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд–во ЮУрГУ, 2008. – 56с.

16 [http://stanoks.com/index.php?id=516&option=com\\_content&view=article](http://stanoks.com/index.php?id=516&option=com_content&view=article)

17 ГОСТ 12.1.007. Система стандартов безопасности труда. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.–М.: Стандартинформ, 2010. – 24с.

18 ОСТ 37.001.017– 70 Органы управления легковых автомобилей. Безопасность конструкции и расположения. Технические требования. –М.: Стандартинформ, 2002. – 6с.

19 СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Допустимые уровни шума, вибрации и требования к звукоизоляции в жилых и общественных зданиях. МГСН 2.04.96, Минздрав России – М., 1996. – 37с.

20 Галимзянов, Р.К. Тяговый расчет автомобиля с механической трансмиссией: Учебное пособие. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1988. – 40с.

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
						107
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Технические характеристики автомобиля Lada Granta "Стандарт"

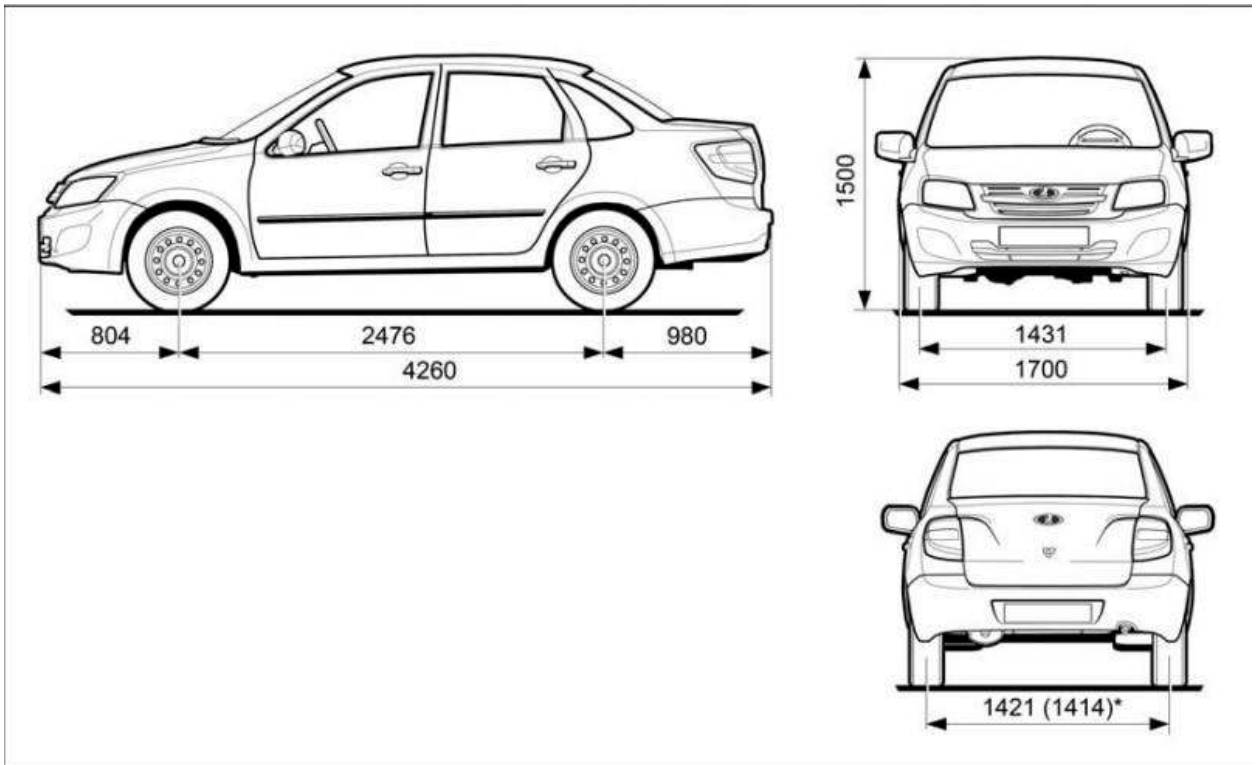
Максимальная мощность двигателя, $N_{max}$ , кВт/л.с	59/80
при частоте вращения, об/мин	5600
Максимальный крутящий момент, Нм	132
при частоте вращения, об/мин	3500
Тип двигателя	бензиновый, 4-х тактный
Число и расположение цилиндров	4, рядное
Рабочий объём, см <sup>3</sup>	1597
Максимальная скорость, км/ч	164,5
Время разгона от 0 до 100 км/ч, с	12,5
Коробка передач	механическая, 5-ступунчатая
Привод	передний

					<i>190201.2016.395.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(справочное)

### Габаритные размеры автомобиля Lada Granta



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

190201.2016.395.00.00 ПЗ

Лист