

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Филиал Федерального Государственного автономного
образовательного учреждения высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Факультет «Машиностроительный»
Кафедра «Автомобилестроение»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент, _____
(должность)

(подпись) (И.О.Ф.)

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

*Заведующий кафедрой, к.т.н.,
доцент*

(подпись) В.В. Краснокутский
(И.О.Ф.)

_____ 2018 г.

Модернизация коробки передач с раздаточной коробкой автомобиля высокой
проходимости

(наименование темы проекта)

ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННЫЙ ПРОЕКТ
ЮУрГУ–23.05.01.2018.359.ВКП

Консультант, *к.э.н.*
Экономическая часть

Н.С. Комарова

_____ 2018 г.

Руководитель, *к.т.н., доцент*

В.В. Краснокутский

_____ 2018 г.

Консультант, *к.т.н., доцент*
Безопасность жизнедеятельности

В.В. Краснокутский

_____ 2018 г.

Автор
студент группы МиМс-656

С.Б. Серенко

_____ 2018 г.

Нормоконтролер, *ведущий инженер*
АО ГРЦ КБ им. ак. В.П. Макеева

М.И. Абрамов

_____ 2018 г.

Миасс, 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА	9
1.1 Анализ существующих конструкций коробок передач	9
1.2 Анализ существующих конструкций раздаточных коробок.....	14
1.2.1 Дифференциальные раздаточные коробки.....	18
1.3 Обоснование выбранной конструкции	21
Вывод по разделу один.....	23
2 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ	24
2.1 Исходные данные для расчета.....	24
2.2 Выбор двигателя и построение его внешней скоростной характеристики .	25
2.3 Определение передаточного числа главной передачи	28
2.4 Выбор числа передач и определение передаточных чисел коробки передач	28
2.5 Тяговая характеристика автомобиля.....	30
2.6 Динамическая характеристика автомобиля	34
2.7 Ускорение автомобиля	36
2.8 Время разгона автомобиля.....	39
2.9 Путь разгона автомобиля	42
2.10 Мощностной баланс автомобиля	43
2.11 Расчет топливной экономичности.....	45
Вывод по разделу два	47
3 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ.....	48
3.1 Конструкция и работа коробки передач	48
3.2 Система автоматизированного управления	51
3.3 Расчет шестерен	53
3.3.1 Исходные данные.....	53
3.3.2 Определение усталостных характеристик материала зубчатых колес	55

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата					

23.05.01.2018.359 ПЗ

ВВЕДЕНИЕ

В современных условиях автомобильные перевозки стали одним из важнейших секторов экономики, а автомобиль – единственным транспортным средством, обеспечивающим доставку грузов по принципу «от двери до двери».

В данном дипломном проекте разрабатывается конструкция коробки передач для перспективного автомобиля Урал грузоподъемностью 20 тонн. При разработке конструкции коробки передач следует применить самые передовые решения современных коробок передач, в том числе систему автоматизированного переключения передач, но при этом стоимость должна быть ниже, чем у зарубежных коробок передач.

Уральский автомобильный завод является одним из крупнейших в СНГ производителей грузовых автомобилей Урал повышенной проходимости. Основу производственной программы завода на сегодняшний день составляет семейство автомобилей повышенной проходимости Урал-4320 с колесной формулой 6х6, грузоподъемностью шасси от 6 до 12 т. и автомобилей Урал-5323 с колесной формулой 8х8, грузоподъемностью шасси от 10 до 18 т, а также модификаций, предназначенных для перевозки грузов, людей и буксирования прицепов по всем видам дорог и местности и способных эффективно работать в любых климатических и дорожных условиях. Обладая высокими экономическими показателями: надежностью, долговечностью, простотой технического обслуживания, автомобили успешно эксплуатируются в самых различных дорожно-климатических условиях: в районах Крайнего Севера и Западной Сибири, в песках Средней Азии и во влажных субтропиках [1].

В настоящий момент АЗ «Урал» располагает гаммой дорожных грузовиков с колесными формулами 4х2, 6х4 и 8х4 полной массой от 18 до 72 тонн. Серийное производство автомобилей дорожной гаммы налажено на АЗ «Урал» с ноября 2005 года. Сегодня серийно выпускаются автомобили «Урал-63685»

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

(колесная формула 6х4, грузоподъемность 20 тонн), самосвалы «Урал–6563» (колёсная формула 8х4, грузоподъёмность 25 тонн) и седельные тягачи «Урал-63674» (колесная формула 4х2, полная масса автопоезда до 42 тонн).

Проблемное решение выбора типа коробки передач (КП), числа передач, диапазона трансмиссии представляет собой оптимизацию многофакторной задачи, связанной с назначением автомобиля и условиями его преимущественной эксплуатации, с квалификацией водителя и др. Анализ статистики [2] показал, что на автомобилях типа 6х6 наиболее часто применяются 8-ми и 16-ти ступенчатые механические коробки передач.

Рост количества передач КП обусловлен рядом причин, прежде всего это расширение диапазона передаточных чисел трансмиссии для обеспечения движения автомобиля на скоростях 3-4 км/ч на низшей передаче и как можно более высокой кинематической (расчетной) скоростью на высшей передаче, существенно (на 10-40 %) превышающей разрешенную максимальную скорость. Последнее при достаточно высокой удельной мощности позволяет уменьшить количество рабочих циклов в двигателе, отнесенных к единице пройденного пути, и снизить расход топлива. Зарубежные производители в технических характеристиках автомобилей не указывают максимальную скорость, которая, как правило, ограничивается электроникой в пределах 80-90 км/ч, при этом кинематические (расчетные) скорости существенно превышают 90 км/ч. Лучшие образцы автомобилей имеют кинематический диапазон КП в диапазоне 13-17, а диапазон трансмиссии в диапазоне 19-25 [3].

На всех европейских моделях полноприводных трехосных автомобилей применяются принудительно блокируемые дифференциалы в основном с электропневматическим управлением (более 70 %), реже (примерно 25 %) с пневматическим управлением. Почти одинаково часто применяют блокировку только на неуправляемых мостах и на всех мостах [3].

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

1 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА

1.1 Анализ существующих конструкций коробок передач

Коробки передач по способу изменения передаточного числа подразделяют на ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные.

Ступенчатые коробки передач по числу ступеней переднего хода делятся на трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатые, а по положению осей - на коробки передач с неподвижными осями валов с вращающимися осями валов (планетарные) и комбинированные. Коробки передач с неподвижными осями валов подразделяют на двух-, трех- и многовальные. По способу управления коробки передач могут быть с автоматическим, полуавтоматическим, преселекторным, командным и непосредственным управлением [4].

Ступенчатые коробки передач имеют высокий КПД и при передаче полной мощности $\eta=0,96-0,98$. Ступенчатые коробки передач отличаются простотой конструкции и меньшей стоимостью по сравнению с бесступенчатыми. Поэтому они получили широкое применение на автомобилях различных типов.

В соответствии с требованиями обеспечения необходимых динамических и экономических качеств автомобиля определяются диапазон передаточных чисел, число передач и передаточные числа.

Диапазон - это частное от деления передаточных чисел низшей и высшей передач. Чем разнообразнее дорожные условия, в которых будет работать автомобиль, и чем меньше удельная мощность двигателя, тем большим должен быть диапазон его коробки передач [4].

Диапазон современных коробок передач составляет 3,0-4,5 для легковых автомобилей, 5,0-8,0 для грузовых автомобилей общего назначения и автобусов и 10-20 для автомобилей высокой проходимости и тягачей.

В настоящее время обычно применяются четырех- и пятиступенчатые коробки передач. У грузовых автомобилей большой грузоподъемности и

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

автомобилей высокой проходимости распространены также многоступенчатые коробки передач с числом ступеней 6-16.

Увеличение числа ступеней приводит к повышению степени использования мощности двигателя, топливной экономичности, средней скорости движения и как результат - к повышению производительности автомобиля, снижению себестоимости перевозок. С другой стороны, увеличение числа передач усложняет и утяжеляет конструкцию коробки передач; возрастают ее размеры, стоимость, усложняется управление.

При ручном механическом приводе быстрое и безошибочное переключение более пяти передач на прямом ходу осуществлять трудно. Поэтому верхним пределом числа передач с ручным переключением принято считать пять передач. Дальнейшее повышение числа передач вызывает необходимость в усложнении привода или установке дополнительной коробки передач со своим независимым приводом, который используется только на определенных режимах движения. В ряде коробок передач легковых и грузовых автомобилей применяют ускоряющую передачу с передаточным числом, меньшим единицы (0,7-0,8), используемую на хороших дорогах и при порожних рейсах. Применение ускоряющей передачи позволяет полнее использовать мощность двигателя, снижает суммарное число оборотов коленчатого вала на 1 км пути, что способствует уменьшению износа двигателя и снижению расхода топлива. Однако применение в кинематической схеме коробки передач ускоряющей передачи приводит к уменьшению КПД по сравнению с коробками передач с высшей прямой передачей [4].

К числу важнейших факторов, оказывающих влияние на КПД ступенчатых коробок передач, относятся правильный выбор кинематической схемы, от которой зависит число пар зубчатых колес, находящихся в зацеплении при передаче момента, а также частота вращения, передаваемая мощность, эффективность смазочной системы, точность изготовления зубчатых колес и деталей картера.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

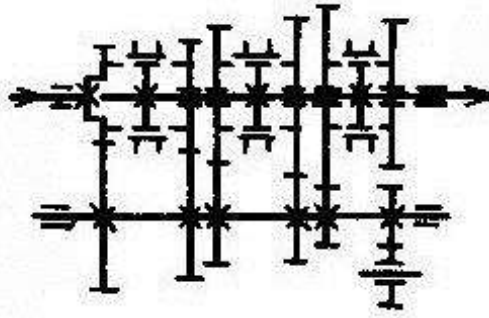


Рисунок 1.2 – Кинематическая схема трехвальной коробки передач

Коробки передач с несколькими параллельными потоками мощности (рисунок 1.3) появились из-за стремления уменьшить массу и габаритные размеры. При делении мощности между несколькими промежуточными валами можно при тех же направлениях в зубьях применять зубчатые колеса с венцами меньшей ширины – при двух промежуточных валах в 2 раза меньше, чем при одном промежуточном вале. Существенно уменьшается длина коробки передач и уменьшаются прогибы валов. Кроме того, при нескольких промежуточных валах разгружаются подшипники вторичного вала [6].

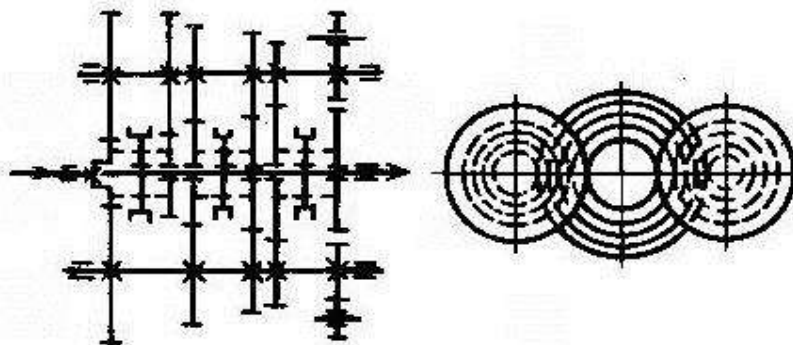


Рисунок 1.3 – Кинематическая схема коробки передач с двумя промежуточными валами

Многовальные коробки передач применяются при большом числе передач и представляют собой четырех-, шестиступенчатую трехвальную коробку передач со встроенным или совмещенным редуктором. Редуктор может быть повышающим или понижающим. Повышающий редуктор (мультипликатор или делитель) устанавливают перед коробкой передач, он имеет назначение уменьшить разрыв между передаточными числами соседних передач (уплотнить ряд), незначительно увеличивая диапазон передач. В большинстве случаев делитель увеличивает диапазон на 20-25 %; он имеет обычно две передачи – прямую и повышающую, что позволяет увеличить число передач в 2 раза.

Понижающий редуктор (демультипликатор) размещают за коробкой передач. Устанавливать демультипликатор перед коробкой передач нецелесообразно, так как при этом зубчатые колеса коробки и валы передач следует рассчитывать на повышенный крутящий момент, что приводит к увеличению их массы и размеров.

Примером многовальной коробки передач может служить десятиступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ-5320 (рисунок 4, а). Делитель, имеющий две передачи (повышающую и прямую), выполнен в отдельном картере и прикреплен к пятиступенчатой коробке передач.

Применение планетарного демультипликатора (рисунок 4, б) при большом передаточном числе дает возможность снизить массу и размеры всего агрегата коробки передач.

Для дальнейшего увеличения диапазона требуется применение и делителя и демультипликатора (рисунок 4, в). По такой схеме выполнена 16-ти ступенчатая коробка передач фирмы ZF. Коробка имеет выполненный в общем картере делитель, размещенный в передней части, удваивающий число передач, и двухступенчатый демультипликатор планетарного типа, дополнительно в 2 раза увеличивающий число передач.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						13
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Раздаточные коробки с заблокированным распределением крутящего момента

Наличие заблокированного привода ведомых валов РК позволяет полностью использовать сцепной вес автомобиля, то есть обеспечивает возможность получения максимальной силы тяги по условиям сцепления колес с опорной поверхностью всех его ведущих мостов.

Отсутствие в этих РК дифференциальных механизмов и муфт свободного хода существенно упрощает конструкцию, как их редукторов, так и приводов управления ими. Эти два несомненных достоинства, присущие рассматриваемым агрегатам, обуславливают их применение в трансмиссиях наряду с дифференциальными РК.

Все РК с заблокированным распределением крутящего момента целесообразно разделить на две группы в зависимости от взаимного расположения их ведомых валов:

- с соосным расположением (рисунок 1.5);
- с несоосным расположением (рисунок 1.6).

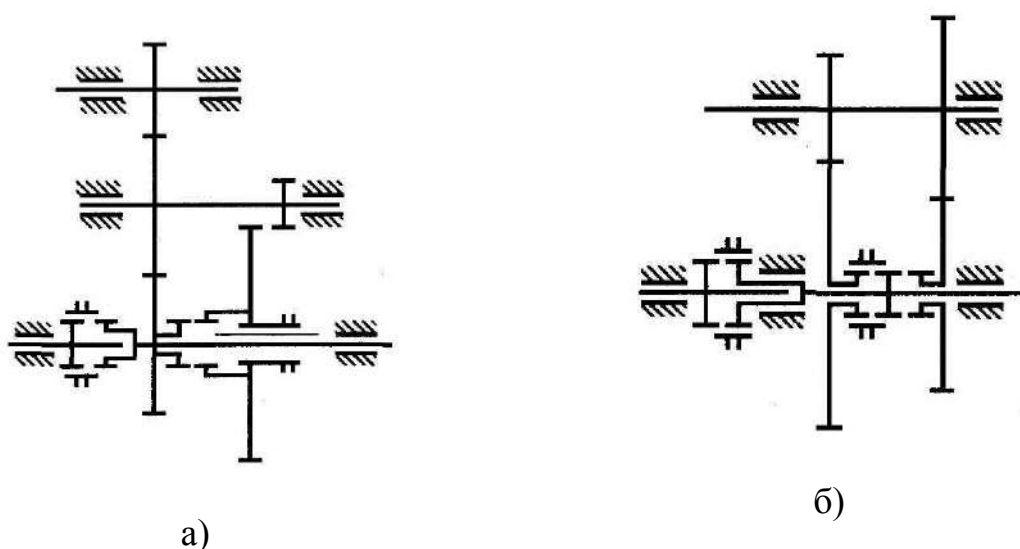


Рисунок 1.5 – Кинематические схемы РК:

а) УАЗ - 469; б) Henschel

процесс их естественного износа, то есть снижает значение рассматриваемого показателя. Учитывая непродолжительность движения с включенным передним мостом (не более 0,5-0,7 % от общего пробега) автомобилей, оснащенных такими РК, вывод о низкой долговечности этих коробок является более предпочтительным.

Отличительной особенностью другой группы принципиальных схем РК (рисунок 1.6) является несоосная расстановка ведомых валов, причем один из них располагается соосно ведущему валу. Такая компоновка основных валов позволяет получить прямую передачу, при которой, как правило, большая часть мощности передается к заднему мосту без потерь на преодоление сил трения в полюсах зацепления зубчатых колес. Это несколько (на 1,3-2,5%) повышает КПД по сравнению с РК, рассмотренными выше.

Однако при несоосном расположении ведомых валов увеличивается круг циркуляции мощности, в который дополнительно к ведомым валам входят детали их кинематической связи (шестерни, промежуточный вал и т.п.). В связи с этим отключение переднего моста становится еще более необходимым условием для обеспечения требуемой долговечности РК при сохранении неизменными ее габаритных размеров и материалов для изготовления основных деталей.

Таким образом, к наиболее предпочтительным из числа РК с блокированным приводом ведомых валов, следует отнести коробки с несоосными ведомыми валами, так как они имеют сравнительно простую конструкцию.

Все РК с блокированным распределением крутящего момента обладают общим недостатком, ограничивающим область их применения автомобилями малой и средней грузоподъемности. Этот недостаток состоит в том, что они не позволяют исключить циркуляцию мощности, сохраняя машину полноприводной. Отключение переднего моста только в РК не является оптимальным решением отмеченной проблемы. Так как в этом случае снижаются не только проходимость машины, но согласно результатам

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						17
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

испытаний, проведенных как отечественными предприятиями, так и зарубежными фирмами, и ее топливная экономичность, устойчивость движения в экстремальных условиях, а также уменьшается ходимость шин.

1.2.1 Дифференциальные раздаточные коробки

Раздаточные коробки с дифференциальным распределением крутящего момента (мощностного потока) нашли в современном автомобилестроении наиболее широкое распространение [6].

Главное достоинство дифференциальных РК заключается в том, что они практически полностью исключают циркуляцию мощности в приводе ведущих мостов. Благодаря этому мосты могут быть постоянно включенными, а это, в свою очередь, обеспечивает равномерную их загрузку. Сохранение высокой проходимости машины по участкам пути с низкими сцепными свойствами достигается оснащением РК механизмами принудительной блокировки межосевого дифференциала.

Основные принципиальные схемы дифференциальных РК представлены на рисунок 1.7.

Характерной особенностью этих схем, а также других технических решений, известных из печати и патентной литературы, применительно к дифференциальным РК является соосное расположение ведомых валов, если мощность распределяется между центральными редукторами главных передач, а не ведущими бортами машины.

Дифференциальные РК могут выполняться с промежуточным валом (рисунок 1.7 а, б, в) и без него (рисунок 1.7 г).

В коробках с промежуточным валом, как правило, большее количество зубчатых колес и подшипников, что усложняет их конструкцию, повышает габаритные размеры и материалоемкость, снижает КПД. Однако наличие промежуточного вала расширяет компоновочные возможности и позволяет

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		18

валах. Однако эти коробки содержат меньшее количество основных деталей и подшипников, выполнены конструктивно проще, менее материалоемки и обладают более высоким КПД.

Определенное влияние на конструктивные особенности и условия работы основных деталей редуктора РК оказывает расположение муфт переключения передач. Так, например, муфты, установленные на ведущем валу (рисунок 1.7 а и г), обычно передают меньшие крутящий момент, но при этом ухудшаются условия смазывания подшипников шестерен, размещенных на нем с возможностью свободного вращения. В РК автомобиля КамАЗ- 4310 (рисунок 1.7 б) для переключения передач используются две муфты, одна из них размещена на промежуточном валу, а другая - валу водила межосевого дифференциала. Это позволило повысить жесткость ведущего и промежуточного валов, сократив их длину, улучшить смазывание подшипников ведомых шестерен, приблизив их к масляной ванне, но вместе с этим привело к увеличению длины вала водила и усложнению привода управления.

В зависимости от требуемого соотношения распределяемого крутящего момента между ведущими мостами (тележками мостов) РК могут оснащаться симметричными (рисунок 1.7 в) и несимметричными дифференциальными механизмами (рисунок 1.7 а, б и г). Для принудительной блокировки межосевого дифференциала чаще всего используют зубчатые муфты, что значительно упрощает конструкцию механизма принудительной блокировки и привода управления им. Вместе с этим наличие зубчатых муфт в случае кинематического рассогласования ведомых звеньев дифференциала не позволяет эффективно использовать механизмы принудительной блокировки по их прямому назначению. Это, в свою очередь, может привести к потере кинетической энергии машины и потере ее подвижности.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

1.3 Обоснование выбранной конструкции

Для полноприводных автомобилей в настоящее время находят наибольшее применение следующие три схемы конструктивного решения трансмиссии, выполняющей функции как коробки передач, так и раздаточной коробки.

Первая схема, получившая широкое распространение (и уже, в сущности, в нашей стране ставшая классической) - схема со стыкующейся с двигателем коробкой передач и далее устанавливаемой в колесной базе автомобиля раздаточной коробкой, раздающей крутящий момент по осям автомобиля и одновременно выполняющей роль демультипликатора с целью обеспечения надлежащего диапазона передаточных чисел, позволяющего выполнить требования по предельным скоростным и тяговым качествам транспортного средства.

Вторая, применяемая конструктивная схема, это схема трансмиссионного блока представляет собой спаренный агрегат, когда раздаточная коробка фланцуется к задней стенке коробки передач, при этом весь переключаемый диапазон трансмиссии размещается только в коробке передач.

Третья применяемая конструктивная схема, это схема трансмиссионного блока представляет собой единый агрегат, когда раздаточная коробка передач в виде встроенного модуля размещается в коробке передач между основным редуктором и планетарным демультипликатором.

Третья схема конструктивного исполнения имеет значительные преимущества по целому ряду параметров, а именно:

- значительно улучшаются компоновочные возможности транспортного средства за счет установки единого агрегата в колесной базе автомобиля, особенно при короткобазных объектах, когда по компоновочным соображениям не представляется возможным стыковать коробку с двигателем;
- существенно, в 1,5-2 раза сокращается суммарный габарит агрегатов при выполнении трансмиссионного блока по 3-ей схеме, что также дополнительно улучшает компоновочные возможности;

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

– уменьшается масса единого трансмиссионного агрегата по сравнению с первой схемой на 150-200 кг в размерности трансмиссии под $M_{кр}=2000-2200Н\cdot м$, когда масса коробки передач составляет порядка 340 кг, а раздаточной коробки с демультипликатором порядка 440 кг в чугунном исполнении картера и порядка 380 кг в алюминиевом исполнении картерных деталей, в то время как агрегат, выполненный по схеме 3 на базе последних конструктивных разработок будет иметь массу не более 520 кг.

Трансмиссионный блок, выполненный по второй кинематической схеме имеет тот существенный недостаток, что при фланцевании раздаточной коробки к заднему торцу коробки значительно усложняется решение вопроса управления демультипликатором.

Существует и ряд других преимуществ у схемы со встроенным демультипликатором по отношению к 1-ой схеме, например, легкий монтаж и демонтаж агрегата, а также обеспечение минимального разрыва потока мощности за счет быстрого переключения передач на всем диапазоне трансмиссии, что особенно важно при движении транспортного средства в тяжелых дорожных условиях, в то время как при выполнении трансмиссии по 1-ой схеме практически происходит остановка транспортного средства при переходе на низший или высший диапазон в силу весьма больших приведенных инерционных моментов, определяемых кинематической схемой трансмиссии.

Существенным преимуществом разрабатываемой трансмиссии является применение автоматизированного управления, которое в сочетании с плотным рядом передаточных чисел обеспечивает значительное улучшение использования мощности двигателя за счет сокращения времени переключения, а также обеспечивает простоту и удобство управления в сочетании с отсутствием необходимости приложения сколь-либо существенных усилий.

Практика показывает, что если водителю приходится прикладывать значительные усилия на переключение, то он начинает существенно снижать

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		22

2 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

2.1 Исходные данные для расчета

В таблице 2.1 приведены исходные данные для тягового расчета перспективного автомобиля Урал.

Таблица 2.1 – исходные данные для тягового расчета автомобиля

Наименование параметра		Значение
Коэффициенты уравнения Лейдермана:	a	0,5
	b	1,5
	c	1
Число пассажиров, включая водителя		2
Собственная масса автомобиля в снаряженном состоянии, кг		13350
Грузоподъемность, кг		20000
Число прицепов		0
Коэффициент сопротивления качению		0,012
Максимальная скорость, м/с (км/ч)		25 (90)
Лобовая площадь автомобиля, м ²		6,5
Коэффициент сопротивления воздуха		0,6
Радиус качения колеса, м		0,55
Механический КПД трансмиссии		0,85
Эмпирические коэффициенты:	k1	0,000052
	k2	1,1

2.2 Выбор двигателя и построение его внешней скоростной характеристики

Мощность двигателя при максимальной скорости:

$$N_{V_{\max}} = \frac{\psi_{V_{\max}} \cdot G_a \cdot V_{\max} + K \cdot F \cdot V_{\max}^3}{1000 \cdot \eta_{mpV_{\max}}}, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где $\psi_{V_{\max}}$ – коэффициент сопротивления дороги;

G_a – вес автомобиля, Н;

V_{\max} – максимальная скорость автомобиля, м/с;

K – коэффициент сопротивления воздуха;

F – лобовая площадь автомобиля, м²;

$\eta_{\partial\partial V_{\max}}$ – КПД трансмиссии при V_{\max} .

$$\psi_{V_{\max}} = f_0 (1 + K_1 \cdot V_{\max}^2), \quad (2.2)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качения;

K_1 – эмпирический коэффициент.

$$G_a = m_a \cdot g, \text{ Н}, \quad (2.3)$$

где m_a – полная масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения.

На транспортных автомобилях, особенно на грузовых, устанавливается двигатель несколько завышенной мощности для того, чтобы создать собственную приспособляемость его к внешним перегрузкам и уменьшить количество вынужденных переключений передач [7].

Для дизелей максимальная мощность двигателя:

$$N_{\max} = 1,1 \dots 1,25 \cdot N_{V_{\max}}. \quad (2.4)$$

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		25

Максимальная мощность N_{\max} , подсчитанная по формуле (2.4) – это мощность, снимаемая с двигателя, установленного на автомобиль. В технической характеристике двигателя приводится мощность $N_{\text{ст. max}}$, полученная на стенде без вентилятора, генератора, водяного насоса, воздухоочистителя, глушителя и т.д.

$$N_{\text{ст. max}} = K_2 \cdot N_{\max}, \text{ кВт}, \quad (2.5)$$

где K_2 – эмпирический коэффициент.

В таблице 2.2 запишем полученные результаты расчета по выбору двигателя.

Таблица 2.2 – результаты расчета по выбору двигателя

Параметр	$\psi_{V \max}$	$G_a, \text{ Н}$	$N_{V \max}, \text{ кВт}$	$N_{\max}, \text{ кВт}$	$N_{\text{ст. max}}, \text{ кВт}$
Значение	0,012	328635	236	259,6	285,6

Выбираем двигатель ЯМЗ-7511 у которого $N_{\text{ст. max}} = 294$ кВт. Это V-образный дизельный двигатель с турбонаддувом, с непосредственным впрыском топлива и жидкостным охлаждением.

Построим внешнюю скоростную характеристику двигателя.

$$N_m = N_{\max} \cdot \left[a \frac{n_m}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_m}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_m}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.6)$$

где N_m – текущее значение мощности, кВт;

a, b, c – коэффициенты, характеризующие тип и конструкцию двигателя внутреннего сгорания;

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

n_N – число оборотов вала двигателя при N_{\max} , об/мин.

Крутящий момент двигателя:

$$M_m = 9550 \frac{N_m}{n_m}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.7)$$

										Лист
										26
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата	23.05.01.2018.359 ПЗ					

Результаты расчета приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – результаты расчета внешней скоростной характеристики

п, об/мин	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
N_m , кВт	124,8	142,4	159,8	177,0	193,5	209,2	223,8	237,2	249,1	259,1	267,3
M_m , Н·м	1324	13608	1388	1408	1421	1427	1425	1416	1399	1375	1343

По результатам построим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 2.1).

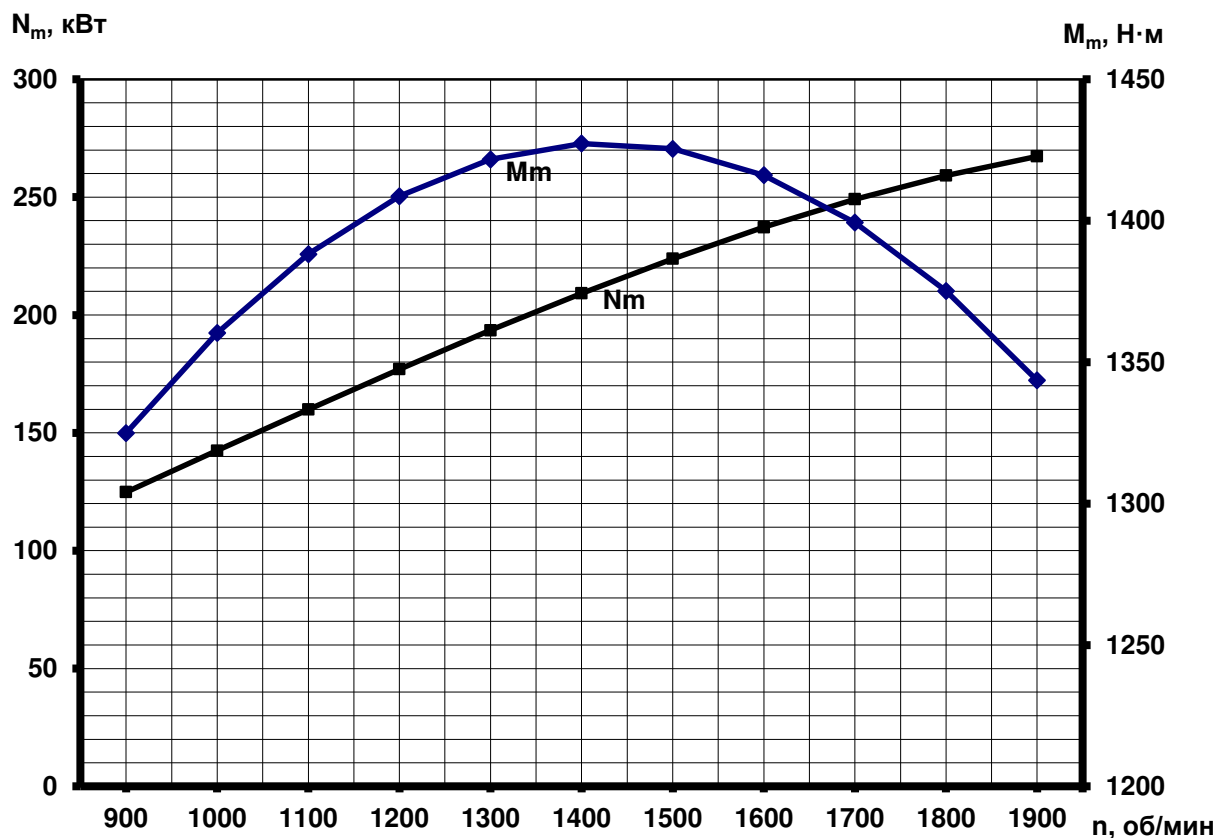


Рисунок 2.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.3 Определение передаточного числа главной передачи

Определение передаточного числа главной передачи выполняется по формуле:

$$i_0 = 0,376 \frac{r_k \cdot n_{V_{\max}}}{i_{KB} \cdot V_{\max}}, \quad (2.8)$$

где r_k – радиус качения колеса, м;

$n_{V_{\max}}$ – обороты коленчатого вала двигателя, соответствующие максимальной скорости автомобиля, об/мин;

i_{KB} – передаточное число коробки передач на высшей передаче, обычно $i_{KB} = 0,65 \dots 1,0$.

$$\text{Отсюда } i_0 = 0,376 \frac{0,55 \cdot 1900}{0,85 \cdot 100} = 4,62.$$

Из имеющихся в производстве мостов с допустимой нагрузкой 13 т и имеющих ресурс не менее 600 тыс. км подходят мосты финской фирмы Sisu. Они имеют передаточное число главной передачи 4,65.

Откорректируем значение передаточного числа коробки передач на высшей передаче – $i_{KB} = 0,83$.

2.4 Выбор числа передач и определение передаточных чисел коробки передач

При выборе числа передач следует учитывать, что чем выше число передач, тем выше динамические качества автомобиля и меньше расход топлива.

Примем число передач – 8.

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

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

$$\frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{mp} \cdot i_0} \leq i_{K1} \leq \frac{\varphi \cdot G_{cy} \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{mp} \cdot i_0}, \quad (2.9)$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;

φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;

G_{cy} – сцепной вес автомобиля, Н ($G_{cy} = G_a$ – для полноприводных автомобилей).

Передаточное число первой передачи i_{K1} должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения V_{\min} .

$$i_{K1} = 0,376 \frac{n_{\min} \cdot r_k}{i_0 \cdot V_{\min}}, \quad (2.10)$$

где n_{\min} – минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива, об/мин;

$$V_{\min} = 1,5-3,0 \text{ км/ч.}$$

Передаточные числа коробок передач образуют геометрический ряд с небольшими отклонениями. Средний знаменатель геометрического ряда определяют по формуле:

$$q_{cp} = \sqrt[n]{D}, \quad (2.11)$$

где n – число передач;

D – диапазон передаточных чисел.

$$D = \frac{i_{KH}}{i_{KB}}, \quad (2.12)$$

где i_{KH} – передаточное число низшей передачи;

i_{KB} – передаточное число высшей передачи.

Полученные результаты запишем в таблицу 2.4.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2.4 – результаты расчета по определению передаточных чисел коробки передач

Параметр	Значение
$\frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{mp} \cdot i_0}$	9,61
$\frac{\varphi \cdot G_{сц} \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{mp} \cdot i_0}$	22,48
Передаточное число первой передачи	11,69
Диапазон	14,08
Средний знаменатель геометрического ряда	1,45
Передаточное число второй передачи	8,01
Передаточное число третьей передачи	5,49
Передаточное число четвертой передачи	3,76
Передаточное число пятой передачи	2,58
Передаточное число шестой передачи	1,77
Передаточное число седьмой передачи	1,21
Передаточное число восьмой передачи	0,83

Передаточные числа коробки передач могут быть уточнены в процессе выбора чисел зубьев шестерен.

2.5 Тяговая характеристика автомобиля

Находим силу тяги на колесе по формуле:

$$P_K = \frac{M_m \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_d}, \quad (2.13)$$

где $i_{тр} = i_k \cdot i_0$ – передаточное число трансмиссии;

r_d – динамический радиус колеса. Принимается $r_d = r_k$ при движении без пробуксовывания.

Скорость движения на каждой передаче определяем по формуле:

$$V = 0,376 \frac{r_k \cdot n_m}{i_{mp}}. \quad (2.14)$$

Сопротивление воздуха определяем по формуле:

$$P_\psi = \psi \cdot G_a, \quad (2.15)$$

где ψ – коэффициент сопротивления качению.

$$\psi = f_0 (1 + K_1 \cdot V^2). \quad (2.16)$$

Сопротивление воздуха определяем по формуле:

$$P_w = \frac{K \cdot F \cdot V^2}{13}, \quad (2.17)$$

где K – коэффициент сопротивления воздуха;

F – лобовая площадь автомобиля, м².

Результаты расчета приведены в таблице 2.5. По результатам расчета построен график (рисунок 2.2).

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2.5 – Результаты расчета для построения тяговой характеристики

п, об/мин	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
Рк1, Н	108639,1	111538,2	113827,0	115505,4	116573,5	117031,2	116878,6	116115,7	114742,5	112758,9	110165,0
Рк2, Н	76361,6	78399,4	80008,1	81187,8	81938,6	82260,3	82153,1	81616,8	80651,6	79257,3	77434,1
Рк3, Н	51986,8	53374,1	54469,3	55272,5	55783,6	56002,7	55929,7	55564,6	54907,4	53958,2	52717,0
Рк4, Н	35134,0	36071,5	36811,7	37354,5	37699,9	37848,0	37798,6	37551,9	37107,8	36466,3	35627,4
Рк5, Н	24279,6	24927,5	25439,0	25814,1	26052,8	26155,1	26121,0	25950,5	25643,6	25200,3	24620,6
Рк6, Н	17043,3	17498,1	17857,2	18120,5	18288,0	18359,8	18335,9	18216,2	18000,8	17689,6	17282,7
Рк7, Н	11616,1	11926,1	12170,8	12350,3	12464,5	12513,4	12497,1	12415,5	12268,7	12056,6	11779,3
Рк8, Н	7902,8	8113,6	8280,1	8402,2	8479,9	8513,2	8502,1	8446,6	8346,7	8202,4	8013,8
V1, км/ч	3,5	3,9	4,3	4,7	5,1	5,5	5,8	6,2	6,6	7,0	7,4
V2, км/ч	5,0	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	8,3	8,9	9,4	10,0	10,5
V3, км/ч	7,3	8,1	9,0	9,8	10,6	11,4	12,2	13,0	13,8	14,7	15,5
V4, км/ч	10,8	12,1	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,3	20,5	21,7	22,9
V5, км/ч	15,7	17,4	19,2	20,9	22,7	24,4	26,2	27,9	29,6	31,4	33,1
V6, км/ч	22,4	24,8	27,3	29,8	32,3	34,8	37,3	39,8	42,2	44,7	47,2
V7, км/ч	32,8	36,5	40,1	43,7	47,4	51,0	54,7	58,3	62,0	65,6	69,3
V8, км/ч	48,2	53,6	58,9	64,3	69,7	75,0	80,4	85,7	91,1	96,4	101,8
V, км/ч	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Рψ, Н	3943,6	3964,1	4025,6	4128,2	4271,7	4456,3	4681,9	4948,5	5256,1	5604,7	5994,3
Рw, Н	0	33,0	132,0	297,0	528,0	825,0	1188,0	1617,0	2112,0	2673,0	3300,0
Рψ+Рw, Н	3943,6	3997,1	4157,6	4425,2	4799,7	5281,3	5869,9	6565,4	7368,1	8277,7	9294,3

2.6 Динамическая характеристика автомобиля

Динамический фактор определяется по формуле:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \quad (2.18)$$

Коэффициент сопротивления качению определяется по формуле 2.16.

Результаты расчета запишем в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчета для построения динамической характеристики

n, об/мин	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
P _{w1} , Н	4,061	5,013	6,066	7,219	8,473	9,826	11,280	12,834	14,489	16,244	18,099
P _{w2} , Н	8,219	10,148	12,279	14,612	17,149	19,889	22,832	25,978	29,326	32,878	36,633
P _{w3} , Н	17,734	21,894	26,492	31,527	37,001	42,912	49,261	56,048	63,273	70,936	79,037
P _{w4} , Н	38,828	47,935	58,002	69,027	81,011	93,953	107,855	122,715	138,533	155,311	173,047
P _{w5} , Н	81,304	100,376	121,455	144,541	169,635	196,736	225,845	256,962	290,086	325,217	362,356
P _{w6} , Н	165,022	203,706	246,484	293,336	344,263	399,263	458,338	521,486	588,709	660,006	735,377
P _{w7} , Н	355,201	438,520	530,609	631,469	741,099	859,499	986,670	1122,611	1267,323	1420,805	1583,057
P _{w8} , Н	767,429	947,443	1146,406	1364,317	1601,178	1856,988	2131,746	2425,453	2738,109	3069,714	3420,268
D ₁ , Н	0,331	0,339	0,346	0,351	0,355	0,356	0,356	0,353	0,349	0,343	0,335
D ₂ , Н	0,232	0,239	0,243	0,247	0,249	0,250	0,250	0,248	0,245	0,241	0,236
D ₃ , Н	0,158	0,162	0,166	0,168	0,170	0,170	0,170	0,169	0,167	0,164	0,160
D ₄ , Н	0,107	0,110	0,112	0,113	0,114	0,115	0,115	0,114	0,112	0,110	0,108
D ₅ , Н	0,074	0,076	0,077	0,078	0,079	0,079	0,079	0,078	0,077	0,076	0,074
D ₆ , Н	0,051	0,053	0,054	0,054	0,055	0,055	0,054	0,054	0,053	0,052	0,050
D ₇ , Н	0,034	0,035	0,035	0,036	0,036	0,035	0,035	0,034	0,033	0,032	0,031
D ₈ , Н	0,022	0,022	0,022	0,021	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,014
V, км/ч	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ψ	0,012	0,012	0,012	0,013	0,013	0,014	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018

По результатам расчета построим график (рисунок 2.3).

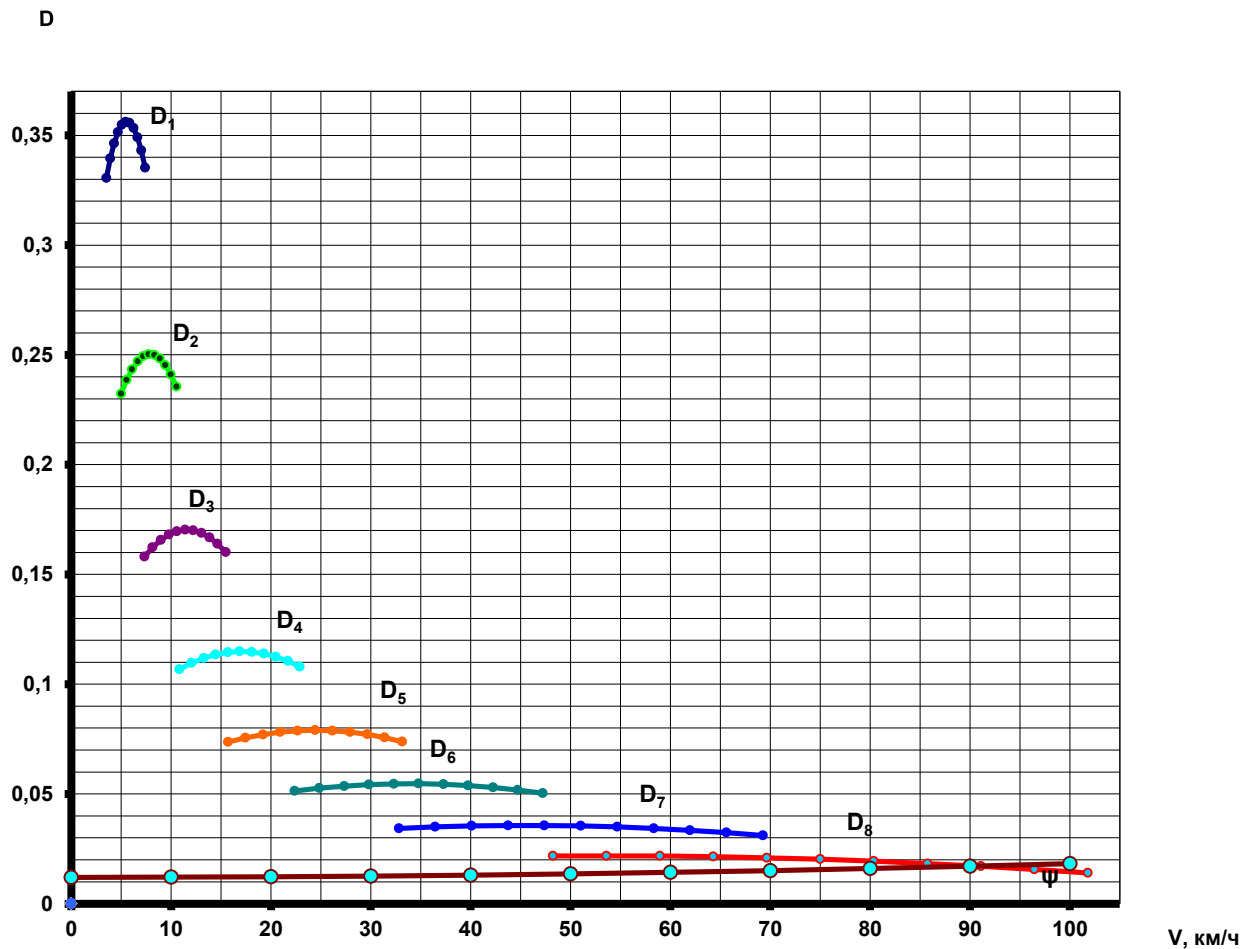


Рисунок 2.3 – Динамическая характеристика автомобиля

Определим максимальный угол подъема:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{D - f\sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}\right). \quad (2.19)$$

При расчете максимального угла подъема используем максимальное значение динамического фактора, рассчитанного ранее.

$$\alpha_{\max} = 20,14^\circ.$$

2.7 Ускорение автомобиля

Ускорение автомобиля определяется по формуле:

$$j = (D - f) \cdot \frac{g}{\delta}, \text{ м/с}^2, \quad (2.20)$$

где δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

$$\delta = 1,03 + K_4 \cdot i_k^2, \quad (2.21)$$

где K_4 – эмпирический коэффициент ($K_4 = 0,04 \dots 0,05$).

Результаты расчета запишем в таблицы 2.7 и 2.8.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2.7 - Коэффициенты учета вращающихся масс

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8
δ	6,238	3,603	2,521	1,711	1,355	1,190	1,104	1,064

Таблица 2.8 - Ускорение автомобиля

n, об/мин	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
$j_1, \text{м/с}^2$	0,501	0,515	0,526	0,534	0,539	0,541	0,540	0,537	0,530	0,521	0,508
$j_2, \text{м/с}^2$	0,600	0,617	0,630	0,640	0,646	0,649	0,648	0,643	0,635	0,624	0,608
$j_3, \text{м/с}^2$	0,569	0,585	0,598	0,607	0,613	0,616	0,615	0,610	0,602	0,591	0,576
$j_4, \text{м/с}^2$	0,543	0,559	0,572	0,581	0,587	0,589	0,588	0,583	0,575	0,563	0,548
$j_5, \text{м/с}^2$	0,445	0,459	0,469	0,477	0,481	0,482	0,480	0,476	0,468	0,457	0,443
$j_6, \text{м/с}^2$	0,322	0,332	0,339	0,344	0,346	0,345	0,342	0,337	0,329	0,318	0,305
$j_7, \text{м/с}^2$	0,192	0,197	0,199	0,200	0,198	0,194	0,188	0,180	0,169	0,157	0,142
$j_8, \text{м/с}^2$	0,076	0,074	0,069	0,063	0,054	0,044	0,031	0,016	0	-	-
$V_1, \text{км/ч}$	3,5	3,9	4,3	4,7	5,1	5,5	5,8	6,2	6,6	7,0	7,4
$V_2, \text{км/ч}$	5,0	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	8,3	8,9	9,4	10,0	10,5
$V_3, \text{км/ч}$	7,3	8,1	9,0	9,8	10,6	11,4	12,2	13,0	13,8	14,7	15,5
$V_4, \text{км/ч}$	10,8	12,1	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,3	20,5	21,7	22,9
$V_5, \text{км/ч}$	15,7	17,4	19,2	20,9	22,7	24,4	26,2	27,9	29,6	31,4	33,1
$V_6, \text{км/ч}$	22,4	24,8	27,3	29,8	32,3	34,8	37,3	39,8	42,2	44,7	47,2
$V_7, \text{км/ч}$	32,8	36,5	40,1	43,7	47,4	51,0	54,7	58,3	62,0	65,6	69,3
$V_8, \text{км/ч}$	48,2	53,6	58,9	64,3	69,7	75,0	80,4	85,7	91,1	96,4	101,8

По результатам расчета построим график (рисунок 2.4).

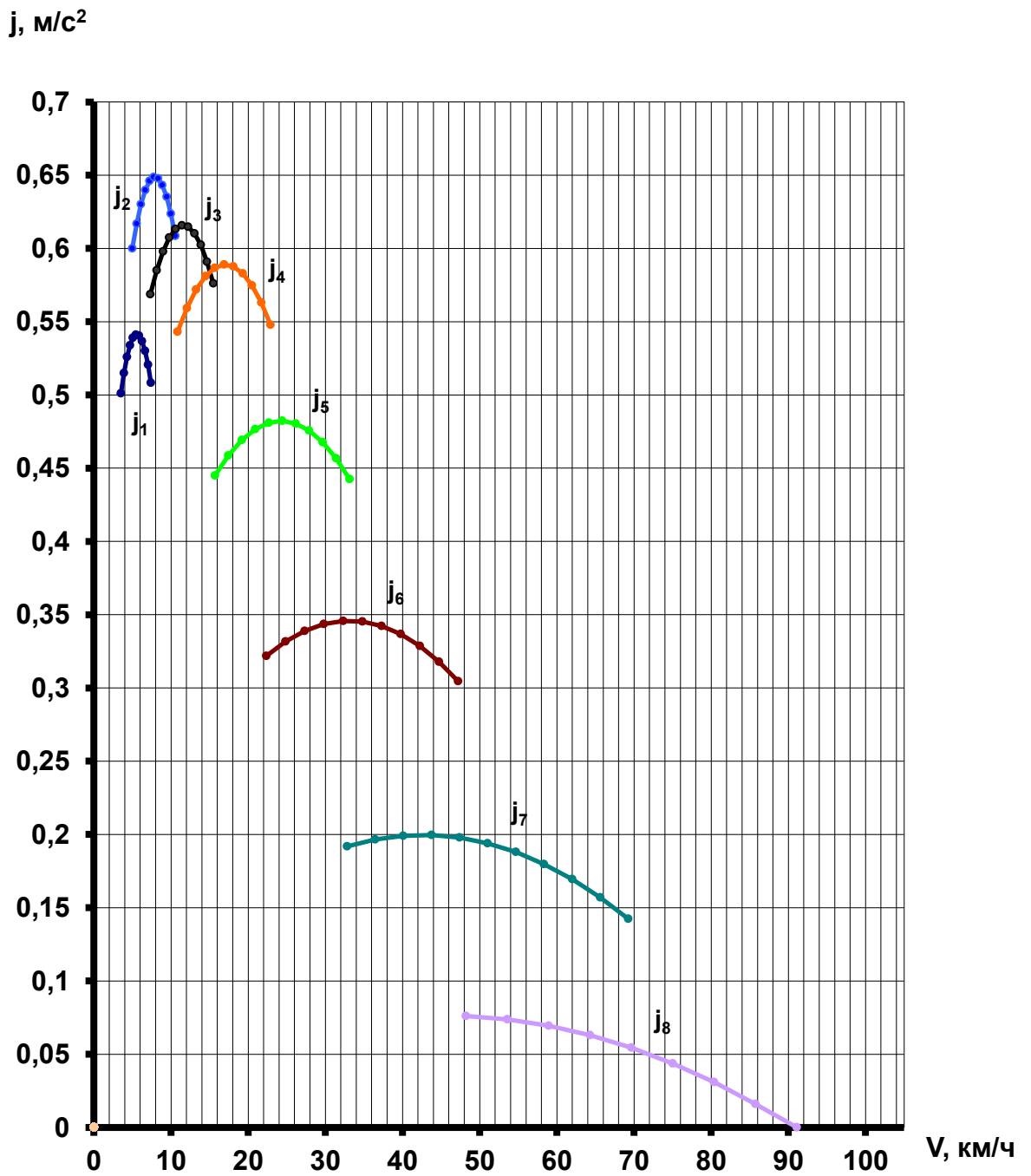


Рисунок 2.4 – Ускорение автомобиля

2.8 Время разгона автомобиля

Для определения времени разгона необходим график обратных ускорений. Данные для построения графика занесем в таблицу 2.9.

Таблица 2.9 – обратные ускорение автомобиля

п, об/мин	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
1/j1, с ² /м	1,996	1,942	1,902	1,873	1,855	1,848	1,851	1,863	1,886	1,921	1,968
1/j2, с ² /м	1,667	1,621	1,587	1,563	1,548	1,542	1,544	1,555	1,574	1,604	1,644
1/j3, с ² /м	1,759	1,709	1,673	1,647	1,631	1,624	1,627	1,639	1,660	1,692	1,736
1/j4, с ² /м	1,841	1,788	1,749	1,721	1,704	1,698	1,702	1,715	1,740	1,776	1,825
1/j5, с ² /м	2,247	2,180	2,131	2,098	2,079	2,074	2,081	2,103	2,138	2,190	2,260
1/j6, с ² /м	3,107	3,015	2,950	2,910	2,892	2,896	2,921	2,970	3,043	3,146	3,283
1/j7, с ² /м	5,214	5,088	5,022	5,011	5,055	5,156	5,321	5,562	5,901	6,369	7,022
1/j8, с ² /м	13,135	13,539	14,392	15,873	18,380	22,878	32,357	62,523	-	-	-
V ₁ , км/ч	3,5	3,9	4,3	4,7	5,1	5,5	5,8	6,2	6,6	7,0	7,4
V ₂ , км/ч	5,0	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	8,3	8,9	9,4	10,0	10,5
V ₃ , км/ч	7,3	8,1	9,0	9,8	10,6	11,4	12,2	13,0	13,8	14,7	15,5
V ₄ , км/ч	10,8	12,1	13,3	14,5	15,7	16,9	18,1	19,3	20,5	21,7	22,9
V ₅ , км/ч	15,7	17,4	19,2	20,9	22,7	24,4	26,2	27,9	29,6	31,4	33,1
V ₆ , км/ч	22,4	24,8	27,3	29,8	32,3	34,8	37,3	39,8	42,2	44,7	47,2
V ₇ , км/ч	32,8	36,5	40,1	43,7	47,4	51,0	54,7	58,3	62,0	65,6	69,3
V ₈ , км/ч	48,2	53,6	58,9	64,3	69,7	75,0	80,4	85,7	91,1	96,4	101,8

По результатам построим график (рисунок 2.5).

$1/j, \text{с}^2/\text{м}$

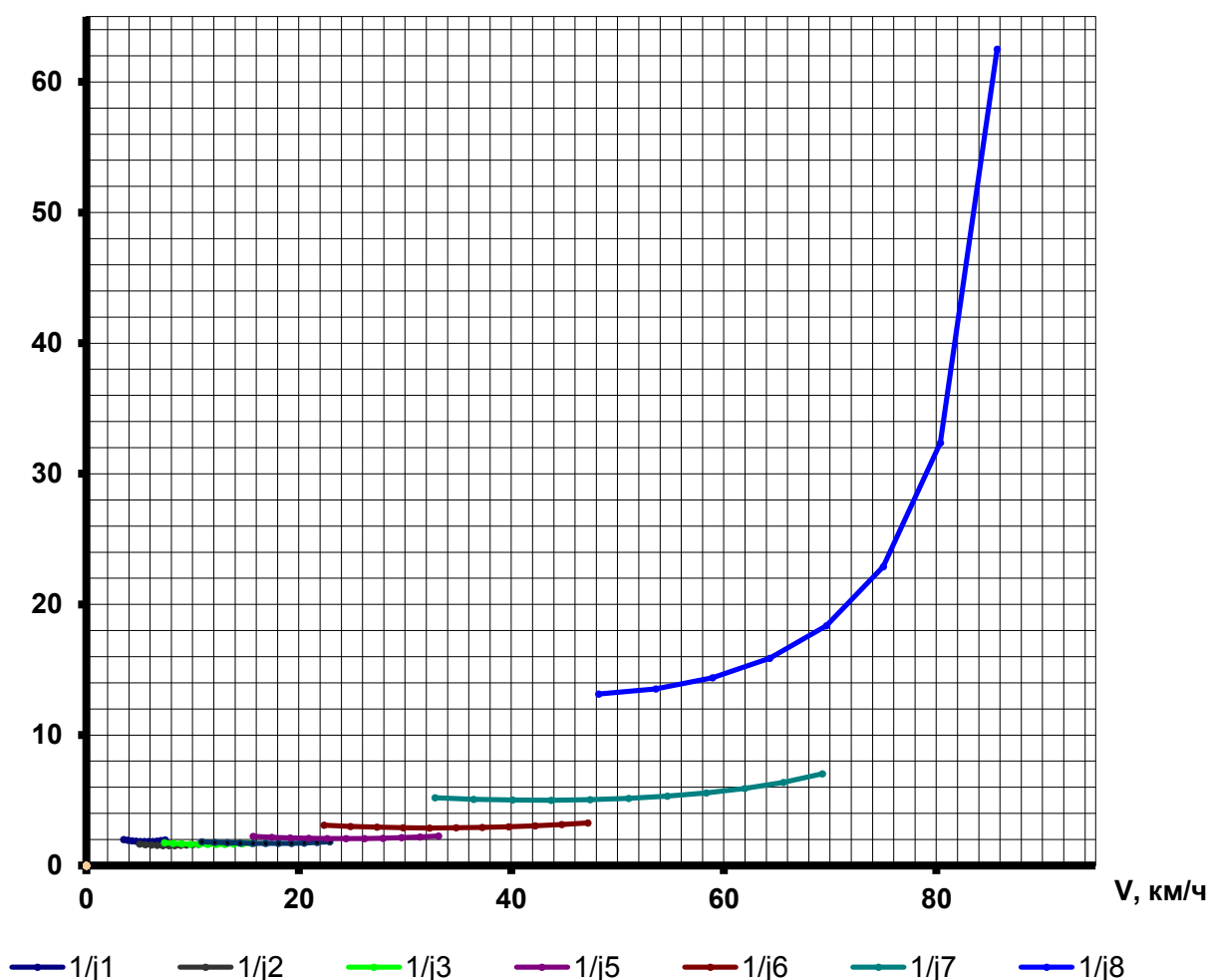


Рисунок 2.5 – Обратные ускорения

Площадь ограниченная кривой $\frac{1}{j} = f(V)$, осью абсцисс и ординатами $\frac{1}{j}$ при V_{\min} и $V=0,9-0,95V_{\max}$, в масштабе представляет время разгона.

Для построения зависимости времени разгона от скорости всю площадь под кривой $\frac{1}{j} = f(V)$ разбивают вертикальными линиями на участки. Надо учесть, что чем меньше интервал участков, тем выше точность результатов определения времени разгона.

$$t_p = \frac{\Delta V_a}{3,6 \cdot j_{cp}}, \quad (2.22)$$

где $j_{cp} = 0,5(j_n + j_k)$. (2.23)

Результаты расчета запишем в таблицу 2.10.

Таблица 2.10 - Результаты расчета для построения графика времени разгона

V , км/ч	3,5	4,3	5,0	6,1	7,3	9,0	10,8	13,3	15,7	19,2	22,4	27,3	32,8	40,1	48,2	58,9	69,7	80,4
j , м/с ²	0,501	0,526	0,600	0,630	0,569	0,598	0,543	0,572	0,445	0,469	0,322	0,339	0,192	0,199	0,076	0,069	0,054	0,031
j_{cp} , м/с ²	0,251	0,514	0,563	0,615	0,600	0,584	0,571	0,558	0,509	0,457	0,396	0,331	0,266	0,196	0,138	0,073	0,062	0,043
V , км/ч	1,8	3,9	4,7	5,6	6,7	8,2	9,9	12,1	14,5	17,5	20,8	24,9	30,1	36,5	44,2	53,6	64,3	75,1
t_{pi} , с	1,941	1,163	0,370	0,407	0,533	0,690	0,852	1,071	1,338	1,793	2,353	3,404	5,440	9,093	15,556	36,015	48,555	70,261
t_p , с	1,941	3,104	3,474	3,880	4,413	5,103	5,955	7,027	8,365	10,158	12,511	15,915	21,355	30,449	46,004	82,020	130,574	200,836

По результатам расчета построим график (рисунок 2.6).

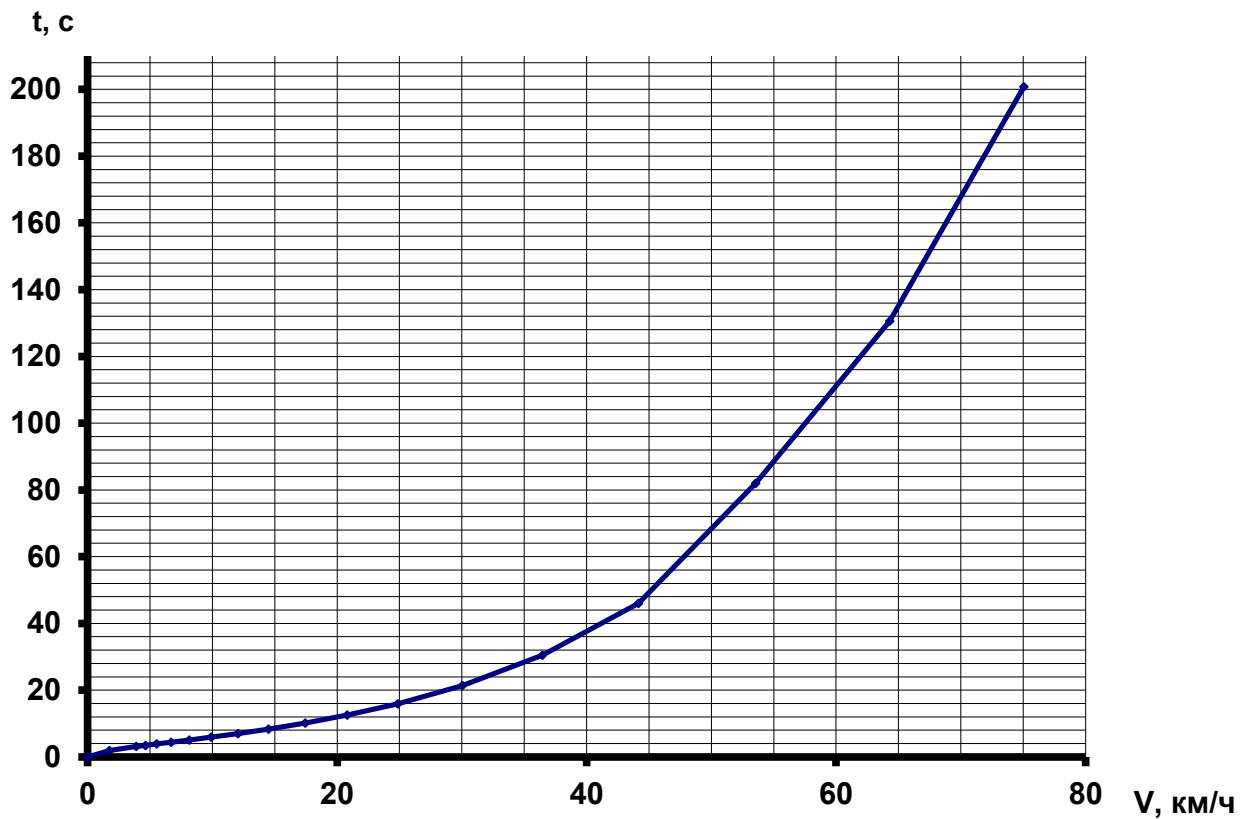


Рисунок 2.6 – Время разгона автомобиля

2.9 Путь разгона автомобиля

Путь разгона автомобиля определяется по формуле:

$$S_p = \frac{V_{cp} \cdot t_p}{3,6}, \text{ м}, \quad (2.24)$$

где V_{cp} – средняя скорость, км/ч.

$$V_{cp} = 0,5(V_H + V_K). \quad (2.25)$$

Результаты запишем в таблицу 2.11.

Таблица 2.11 – результаты расчета для построения графика пути разгона

V , км/ч	3,5	4,3	5,0	6,1	7,3	9,0	10,8	13,3	15,7	19,2	22,4	27,3	32,8	40,1	48,2	58,9	69,7	80,4
V_{cp} , км/ч	0,0	3,9	4,7	5,6	6,7	8,2	9,9	12,1	14,5	17,5	20,8	24,9	30,1	36,5	44,2	53,6	64,3	75,1
S_{p1} , м	0,0	2,102	1,502	0,570	0,757	1,206	1,898	2,852	4,315	6,487	10,360	16,241	28,413	55,085	111,522	231,389	643,274	1012,230
S_{p2} , м	0,0	2,102	3,605	4,175	4,932	6,138	8,036	10,888	15,203	21,690	32,050	48,292	76,705	131,790	243,311	474,700	1117,974	2130,204

По результатам расчета построим график (рисунок 2.7).

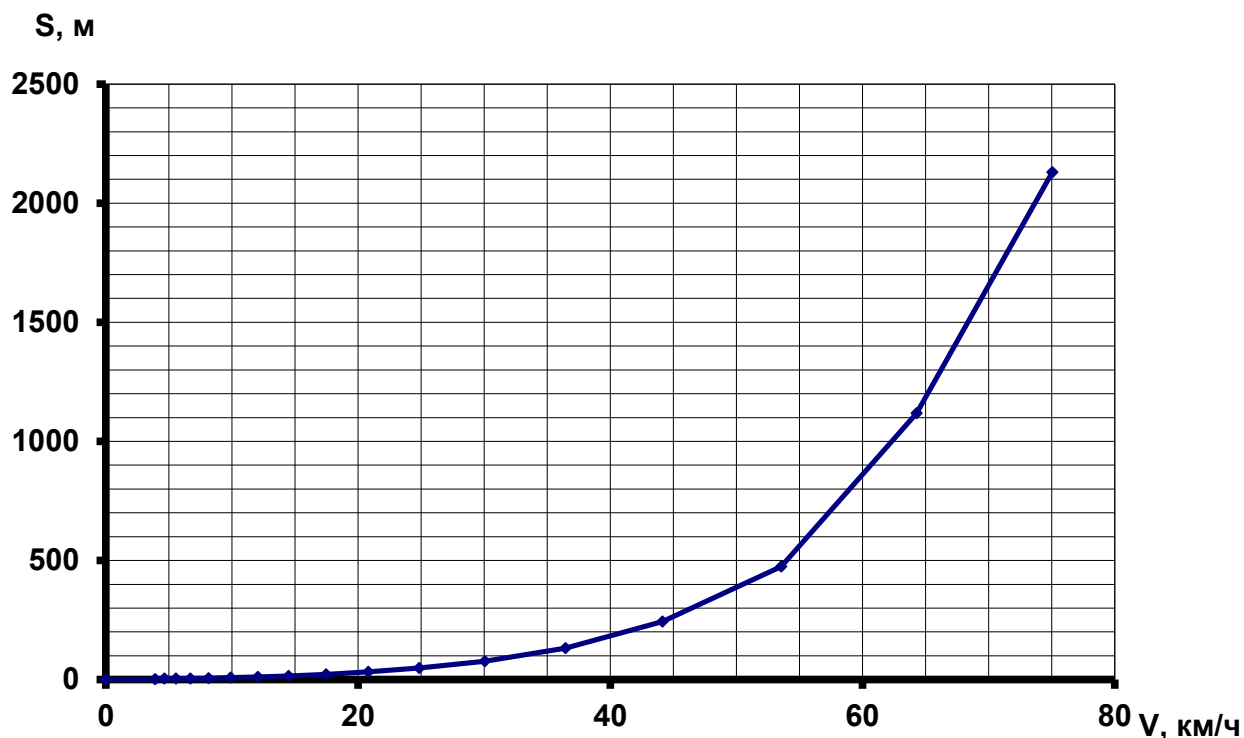


Рисунок 2.7 – Путь разгона автомобиля

2.10 Мощностной баланс автомобиля

Мощностной баланс строится на ускоряющей передаче. На внешней скоростной характеристике (см. рисунок 2.1), уменьшив ординату каждой точки на величину N_{mp} , вычерчиваем кривую мощности N_K , подводимую к ведущим колесам [8].

$$N_{mp} = (1 - \eta_{mp}) N_m, \text{ кВт.} \quad (2.26)$$

$$N_K = N_m - N_{mp}, \text{ кВт.} \quad (2.27)$$

Определим мощность необходимую для преодоления сил сопротивления дороги:

$$N_\psi = \frac{P_\psi \cdot V}{3600}, \text{ кВт.} \quad (2.28)$$

Определим мощность, теряемую на преодоление сил сопротивления воздуха:

$$N_w = \frac{P_w \cdot V}{3600}, \text{ кВт.} \quad (2.29)$$

Результаты расчета запишем в таблицу 2.12.

Таблица 2.12 – результаты расчета для построения мощностного баланса

п, об/мин	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
N _{тр} , кВт	18,73	21,37	23,98	26,55	29,03	31,39	33,58	35,59	37,37	38,88	40,10
N _к , кВт	106,13	121,07	135,91	150,45	164,50	177,85	190,30	201,67	211,74	220,31	227,21
V ₈ , км/ч	48,2	53,6	58,9	64,3	69,7	75,0	80,4	85,7	91,1	96,4	101,8
V, км/ч	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
N _ψ , кВт	0	11,01	22,36	34,40	47,46	61,89	78,03	96,22	116,80	140,12	166,51
N _w , кВт	0	0,09	0,73	2,48	5,87	11,46	19,80	31,44	46,93	66,83	91,67
N _ψ +N _w , кВт	0	11,10	23,10	36,88	53,33	73,35	97,83	127,66	163,73	206,94	258,18

По результатам расчета построим график (рисунок 2.8).

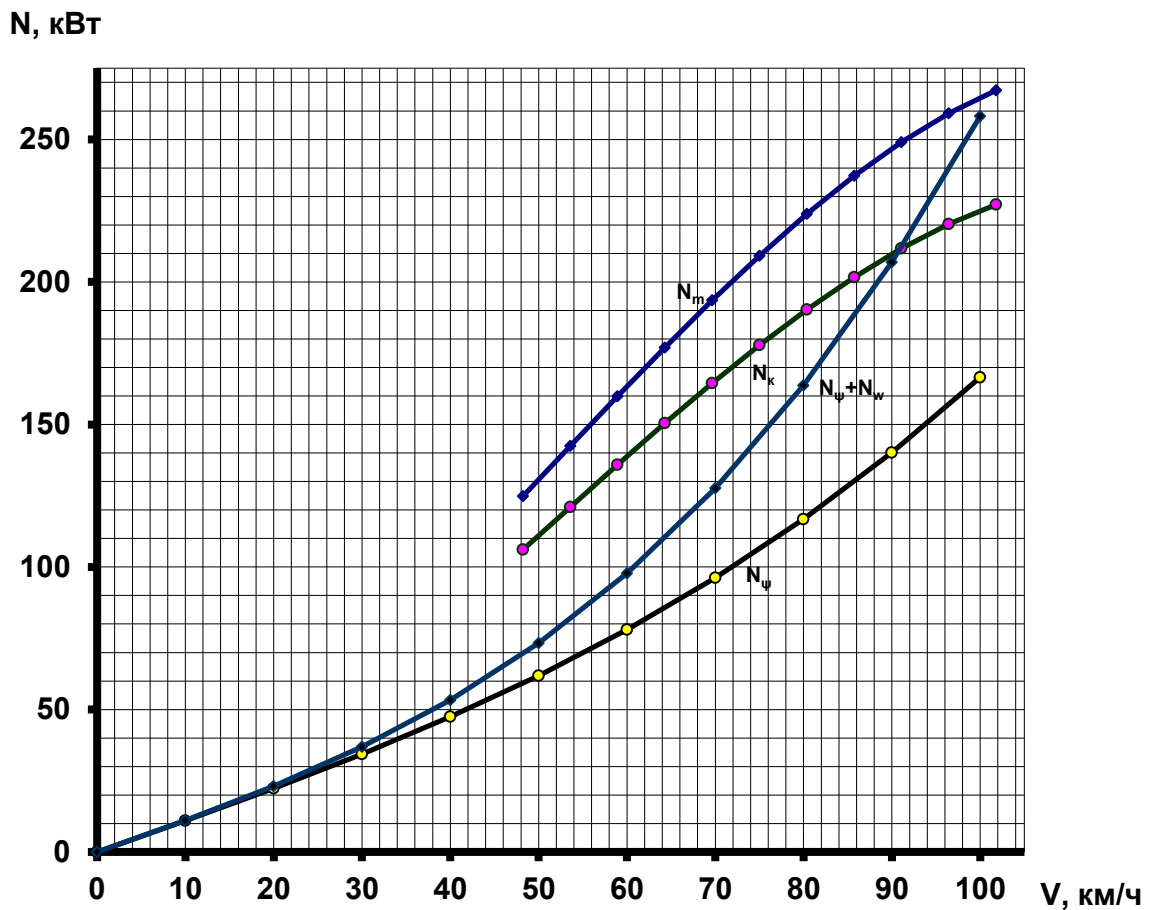


Рисунок 2.8 – Мощностной баланс на 8 передаче

2.11 Расчет топливной экономичности

Путевой расход топлива определяется по формуле:

$$Q = \frac{q_e (P_\psi + P_w)}{36000 \cdot \eta_{mp} \cdot \rho_m},$$

(2.30)

где q_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч ($q_e = 195 \frac{2}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$);

ρ_m – плотность топлива, кг/м³ ($\rho_m = 0,85 \text{ кг/м}^3$).

Расчет проведем при разных значениях ψ .

$\psi_1 = 0,01$; $\psi_2 = 0,02$; $\psi_3 = 0,03$; $\psi_4 = 0,04$; $\psi_5 = 0,05$; $\psi_6 = 0,06$.

Результаты расчета запишем в таблицу 2.13.

Таблица 2.13 – Результаты расчета для построения графика топливной ЭКОНОМИЧНОСТИ

V, км/ч	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
P _w , Н	0	33	132	297	528	825	1188	1617	2112	2673	3300
P _{ψ1} , Н	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350	3286,350
P _{ψ2} , Н	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700	6572,700
P _{ψ3} , Н	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050	9859,050
P _{ψ4} , Н	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400	13145,400
P _{ψ5} , Н	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750	16431,750
P _{ψ6} , Н	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100	19718,100
Q ₁ , л/100км	24,64	24,89	25,63	26,86	28,60	30,82	33,54	36,76	40,47	44,68	49,38
Q ₂ , л/100км	49,28	49,52	50,27	51,50	53,23	55,46	58,18	61,40	65,11	69,32	-
Q ₃ , л/100км	73,91	74,16	74,90	76,14	77,87	80,10	82,82	86,04	89,75	-	-
Q ₄ , л/100км	98,55	98,80	99,54	100,78	102,51	104,74	107,46	110,68	-	-	-
Q ₅ , л/100км	123,19	123,44	124,18	125,42	127,15	129,38	132,10	-	-	-	-
Q ₆ , л/100км	147,83	148,08	148,82	150,06	151,79	154,01	-	-	-	-	-

По результатам расчета построим график (рисунок 2.9).

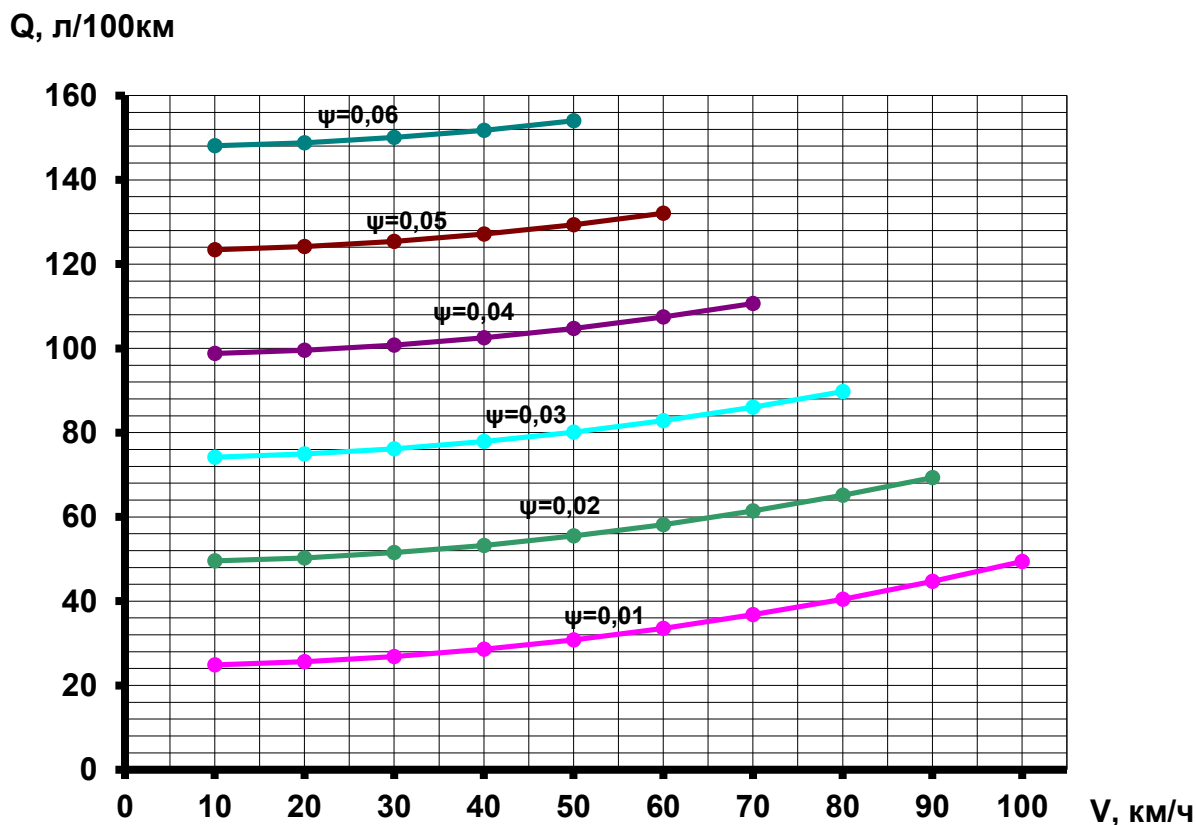


Рисунок 2.9 – Топливная экономичность автомобиля

Вывод по разделу два

В результате проведенных расчетов определены внешне-скоростная характеристика двигателя и тягово-динамические характеристики автомобиля.

3 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

3.1 Конструкция и работа коробки передач

Схема коробки передач представлена на рисунке 3.1.

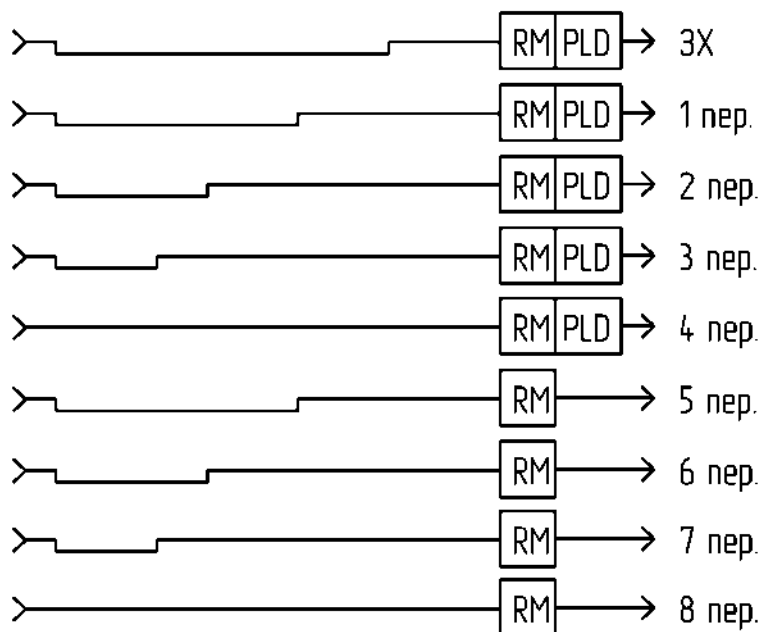
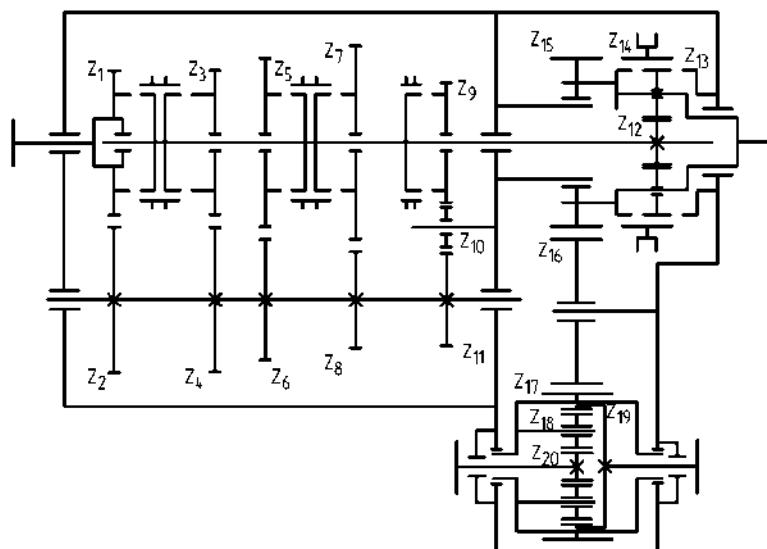


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема и схема переключения коробки передач

Проектируемая коробка передач (рисунок 3.1), механическая, 8-ми ступенчатая, с синхронизированным включением передач. Представляет собой единый трансмиссионный агрегат, включающий в себя:

									Лист
									48
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата					

- 4-х ступенчатую синхронизированную коробку передач, являющуюся основным редуктором;

- планетарный синхронизированный 2-х ступенчатый демультипликатор;

- встроенный раздаточный модуль, состоящий из редуктора и дифференциального ряда, обеспечивающего раздачу момента по осям.

В таблице 3.1 представлена техническая характеристика проектируемой КП.

Таблица 3.1 – Техническая характеристика проектируемой коробки передач

Крутящий момент на входном валу макс., Н·м (кгс·м)	1425,14 (145)
Мощность на входном валу макс, кВт (л.с.)	294 (400)
Частота вращения входного вала, мин ⁻¹	1900
Число передач: вперед	8
назад	1
Диапазон передаточных чисел	14,08
Средняя величина интервала ступеней	1,45
Передаточное число:	
первой передачи	11,41
второй передачи	8,02
третьей передачи	5,46
четвертой передачи	3,69
пятой передачи	2,55
шестой передачи	1,79
седьмой передачи	1,22
восьмой передачи	0,83
задний ход	9,47

Раздача крутящего момента дифференциальным рядом по фланцам раздаточного модуля предусматривается в соотношении 1:2,5.

Предусмотрено принудительное блокирование дифференциального ряда раздаточного модуля.

Все передачи прямого хода синхронизированы.

Управление коробкой передач – электропневматическое автоматизированное.

Конструкция коробки передач и механизмов переключения предусматривает возможность применения пневматического управления планетарным демультипликатором и механическое управление основным редуктором.

Предусмотрены отборы мощности:

– синхронный - от заднего торца планетарного демультипликатора до 40% мощности двигателя, со всем набором передаточных чисел.

– асинхронный - от заднего торца промежуточного вала коробки передач до 40% мощности двигателя.

Система смазки - комбинированная под давлением от масляного насоса, приводимого от переднего торца промежуточного вала основного редуктора, и разбрызгиванием.

Ресурс не менее 600 тыс. км.

На рисунке 3.2 показана схема переключения передач и передачи потока мощности где:

RM – раздаточный модуль;

PLD – планетарный демультипликатор.

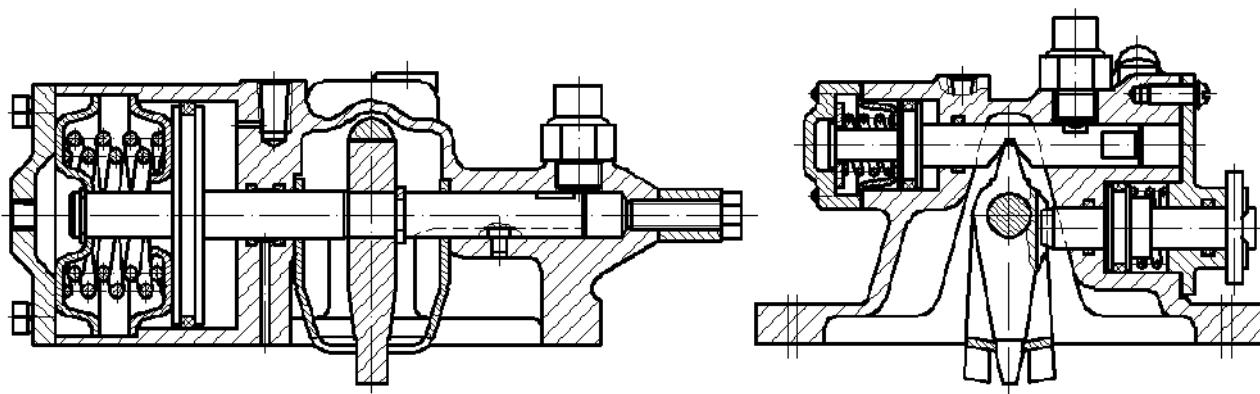


Рисунок 3.2 – Механизм переключения передач

3.2 Система автоматизированного управления

Система автоматизированного управления (САУ) обеспечивает:

- упрощение и облегчение управления автомобилем;
- уменьшение в 1,5-2 раза времени на переключение передач и динамических нагрузок в трансмиссии;
- исключение самовыключения передач;
- улучшение компоновочных возможностей автомобиля.

В системе управления предусмотрено устройство, запирающее передачу во включенном состоянии даже при разрыве управляющего сигнала.

При использовании САУ значительно улучшаются эргономические показатели и обеспечивается повышение технических и экономических характеристик автомобиля за счет использования в полной мере кинематических и силовых возможностей многоступенчатой коробки передач.

Комплектация системы управления:

- устройство пневмоуправления;
- контроллер;
- блок электропневматических клапанов;
- камера выключения сцепления;
- блок управления.

Устройство пневмоуправления (рисунок 3.2) состоит из корпуса, в котором выполнены три пневмоцилиндра: избирания, включения передач и блокировки переключения передач по выключенному положению сцепления, резьбовые отверстия под конечные выключатели, скобы и рычага. Пневмоцилиндр включения передач расположен вдоль оси коробки передач и снабжен штоком, поршнем и чашками, между которыми расположены две предварительно поджатые пружины 2-стороннего действия. На штоке с возможностью поворота относительно него и движения вместе с ним установлен рычаг переключения передач, нижняя часть которого входит в пазы переводных головок механизма переключения коробки передач. Пневмоцилиндр

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		51

следующей передачи. При переключении передач вниз двигатель увеличивает частоту вращения коленчатого вала, чтобы подстроиться под требуемую скорость.

3.3 Расчет шестерен

3.3.1 Исходные данные

Частота вращения вала шестерни, об/мин: $n_1 = 1400$.

Крутящий момент на валу шестерни, Н·м: $T_1 = 1427,27$.

Требуемый ресурс, км: $L = 600000$.

Кратность максимального момента двигателя: $\frac{T_{max}}{T_{ном}} = 2$.

В таблице 3.2 представлены исходные данные пары шестерен.

Таблица 3.2 – Исходные данные

Параметр	Шестерня	Колесо
Тип зубчатых колес	косозубое	косозубое
Угол наклона зубьев β	23°	23°
Угол профиля зубьев α	20°	20°
Коэффициент высоты головки h_a^*	1	1
Межосевое расстояние	170	
Степень точности зубчатых колес	9-8-7-Cd	9-8-7-Cd
Числа зубьев z	29	30
Ширина венцов b	38,5	36,5
Коэффициенты смещения исходного контура при нарезании зубчатых колес x	0,172	0,172
Число зацеплений зубьев за один оборот зубчатого колеса	1	1

В таблице 3.3 представлены характеристики материала шестерен.

Таблица 3.3 – Материалы

Параметр	Шестерня	Колесо
Марка стали	12X2H4A	12X2H4A
Способ термообработки	Цементация	Цементация
Способ получения заготовки	Поковка	Поковка
Твердость поверхностей зубчатых колес H_o	60 HRC	60 HRC
Твердость сердцевины зубчатых колес H_k	340 HB	340 HB
Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений $\sigma_{F\lim}^o$, МПа	820	820
Коэффициент, учитывающий шлифование переходной поверхности Y_g	0,75	0,75
Коэффициент, учитывающий деформационное упрочнение или электрохимическую обработку переходной поверхности Y_d	1	1
Коэффициент запаса прочности при расчете зубьев на изгибную выносливость S_F	1,55	1,55
Базовое значение предельного напряжения при изгибе максимальной нагрузкой σ_{FSI}^o , МПа	2800	2800
Предел текучести материала σ_T , МПа	1000	1000

3.3.2 Определение усталостных характеристик материала зубчатых колес

Передаточное число передачи:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.1)$$

где z_1 – число зубьев шестерни; z_2 – число зубьев колеса.

Получим: $u = 1,03448$.

Частоты вращения зубчатых колес:

$$n_1 = n_2 \cdot u. \quad (3.2)$$

Получим: $n_1 = 1400$; $n_2 = 1353,33$.

Предел контактной выносливости [9]:

$$\sigma_{H \lim 1} = 1380 \text{ МПа}; \sigma_{H \lim 2} = 1380 \text{ МПа}.$$

Число циклов напряжений зубьев, соответствующее заданному сроку службы:

$$N_{K_i} = 60 \cdot c_i \cdot n_i \cdot L_h, \quad (3.3)$$

где c_i – число зацеплений зубьев за один оборот зубчатого колеса.

Получим: $N_{K_1} = 6,29998 \cdot 10^8$; $N_{K_2} = 6,08999 \cdot 10^8$.

Число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости при расчете на контактную выносливость:

$$N_{H \lim i} = 30 H_{iHB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6, \quad (3.4)$$

где H_{iHB} – поверхностная твердость зубьев шестерни или колеса, выраженная в единицах Бринеля.

Отсюда $N_{H \lim 1} = 1,2 \cdot 10^8$; $N_{H \lim 2} = 1,2 \cdot 10^8$.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		55

Число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости при расчете на изгибную выносливость:

$$N_{F\lim i} = 4 \cdot 10^6, \quad (3.5)$$

Отсюда $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициенты, характеризующие интенсивность основных режимов нагружения при расчете контактной и изгибной выносливости [9]:

$$\mu_H = 0,5; q_{F1} = 6; q_{F2} = 6; \mu_{F1} = 0,3; \mu_{F2} = 0,3.$$

Эквивалентное число циклов напряжений за весь срок службы передачи при расчете контактной выносливости N_{HE} и изгибной выносливости N_{FE}

$$N_{HEi} = \mu_H \cdot N_{Ki}, \quad (3.6)$$

$$N_{FEi} = \mu_{Fi} \cdot N_{Ki}. \quad (3.7)$$

Отсюда $N_{HE1} = 3,14999 \cdot 10^8$; $N_{HE2} = 3,04499 \cdot 10^8$; $N_{FE1} = 1,89 \cdot 10^8$; $N_{FE2} = 1,827 \cdot 10^8$.

Коэффициент долговечности при расчете контактных напряжений:

$$Z_{Ni} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim i}}{N_{HEi}}} \text{ — при } N_{HE} \leq N_{H\lim}, \quad (3.8)$$

но не более 2,6 для объемноупрочненных зубьев и не более 1,8 при поверхностном упрочнении.

$$Z_{Ni} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim i}}{N_{HEi}}} \text{ — при } N_{HE} > N_{H\lim}, \quad (3.9)$$

но не менее 0,75.

Отсюда $Z_{N1} = 0,952892$; $Z_{N2} = 0,954508$.

Коэффициент запаса прочности при расчете контактных напряжений:

$$S_{H1} = 1,2; S_{H2} = 1,2.$$

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата						

23.05.01.2018.359 ПЗ

Коэффициент долговечности при расчете на изгибную выносливость:

$$Y_{Ni} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FEi}}} \geq 1, \quad (3.10)$$

но не более 4 при $q_F = 6$ и не более 2,5.

Отсюда при $q_F = 9$ получим $Y_{N1} = 1$; $Y_{N2} = 1$.

3.3.3 Определение геометрических, кинематических и силовых характеристик передачи

Крутящий момент на валу колеса:

$$T_2 = T_1 \cdot u. \quad (3.11)$$

Получим: $T_2 = 1475,5$ Нм.

Суммарный коэффициент смещения:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2. \quad (3.12)$$

Получим: $x_\Sigma = 0,344$.

Суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2. \quad (3.13)$$

Получим: $z_\Sigma = 59$.

Угол наклона зубьев на основном цилиндре:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha). \quad (3.14)$$

Получим: $\beta_b = 21,541^\circ$.

Угол профиля зуба в торцовом сечении:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right). \quad (3.15)$$

Получим: $\alpha_t = 21,574^\circ$.

Начальные диаметры:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}. \quad (3.16)$$

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u. \quad (3.17)$$

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						57
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Отсюда $d_{w1} = 167,119$ мм; $d_{w2} = 172,881$ мм.

Расчетная ширина венцов:

$$b_w = \min(b_1, b_2). \quad (3.18)$$

Получим: $b_w = 36,5$ мм.

Коэффициент ширины венца колеса:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}. \quad (3.19)$$

Получим: $\psi_{bd} = 0,218408$.

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}. \quad (3.20)$$

Получим: $\varepsilon_\beta = 0,864693$.

Делительные диаметры:

$$d_i = \frac{m_n \cdot z_i}{\cos \beta}. \quad (3.21)$$

Получим: $d_1 = 165,398$ мм; $d_2 = 171,102$ мм.

Угол зацепления:

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{d_1 + d_2}{2\alpha_w} \cdot \cos \alpha_t\right). \quad (3.22)$$

Получим: $\alpha_{tw} = 23,0196^\circ$.

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - \frac{z_\Sigma}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right). \quad (3.23)$$

Получим: $\Delta y = 0,0106788$.

Диаметры вершин:

$$d_{ai} = d_i + 2m_n (1 + x_i - \Delta y). \quad (3.24)$$

Получим: $d_{a1} = 177,592$ мм; $d_{a2} = 183,296$ мм.

Основные диаметры:

$$d_{bi} = d_i \cdot \cos \alpha_i. \quad (3.25)$$

Получим: $d_{b1} = 153,811$ мм; $d_{b2} = 159,115$ мм.

Углы профиля на окружностях вершин:

$$\alpha_{tai} = \arccos \left(\frac{d_{bi}}{d_{ai}} \right). \quad (3.26)$$

Получим: $\alpha_{ta1} = 29,9924^\circ$; $\alpha_{ta2} = 29,7639^\circ$.

Коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{ta1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw}) + z_2(\operatorname{tg} \alpha_{ta2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi}. \quad (3.27)$$

Получим: $\varepsilon_\alpha = 1,40474$.

Коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (3.28)$$

Получим: $\varepsilon_\gamma = 2,26943$.

Окружная скорость:

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000. \quad (3.29)$$

Получим: $v = 12,1243$ об/мин.

Усилия в зацеплении. Окружное усилие:

$$F_t = \frac{2000T_2}{d_{w2}}. \quad (3.30)$$

$$F_t = 17054,5 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta}. \quad (3.31)$$

$$F_r = 7871,86 \text{ Н.}$$

Осевое усилие:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.32)$$

$$F_a = 7239,19 \text{ Н.}$$

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		59

3.4 Расчет на прочность первичного вала

3.4.1 Исходные данные

Вал изготовлен из стали марки 12Х2Н4А со следующими характеристиками статической прочности и сопротивления усталости:

- временное сопротивление $\sigma_B = 950$ МПа;
- предел текучести $\sigma_T = 700$ МПа;
- предел текучести при кручении $\tau_T = 490$ МПа;
- предел выносливости при кручении $\tau_{-1} = 240$ МПа;
- предел выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 430$ МПа;
- коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения $\psi_\tau = 0,10$.

Минимально допустимые запасы прочности по пределу текучести и сопротивлению усталости $[S_\sigma]=2$ и $[S]=2$.

Максимальный передаваемый крутящий момент $M_K = 1427,3$ Н·м.

3.4.2 Определение внутренних силовых факторов

На рисунке 3.3 представлена расчетная схема первичного вала.

Расчет в плоскости XOZ.

$$\sum M_A = 0;$$

$$Ft_{II} \cdot (b+c+d) - Ft \cdot (b+c) + R_{Bz} \cdot b = 0;$$

$$R_{Bz} = \frac{Ft_{II} \cdot (b+c+d) - Ft \cdot (b+c)}{b}. \quad (3.33)$$

Получим: $R_{Bz} = 2050,7$ Н.

$$\sum M_B = 0;$$

$$Ft_{II} \cdot (c+d) - Ft \cdot c - R_{Az} \cdot b = 0;$$

$$R_{Az} = \frac{Ft_{II} \cdot (c+d) - Ft \cdot c}{b}. \quad (3.34)$$

Получим: $R_{Az} = 3283,9$ Н.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		60

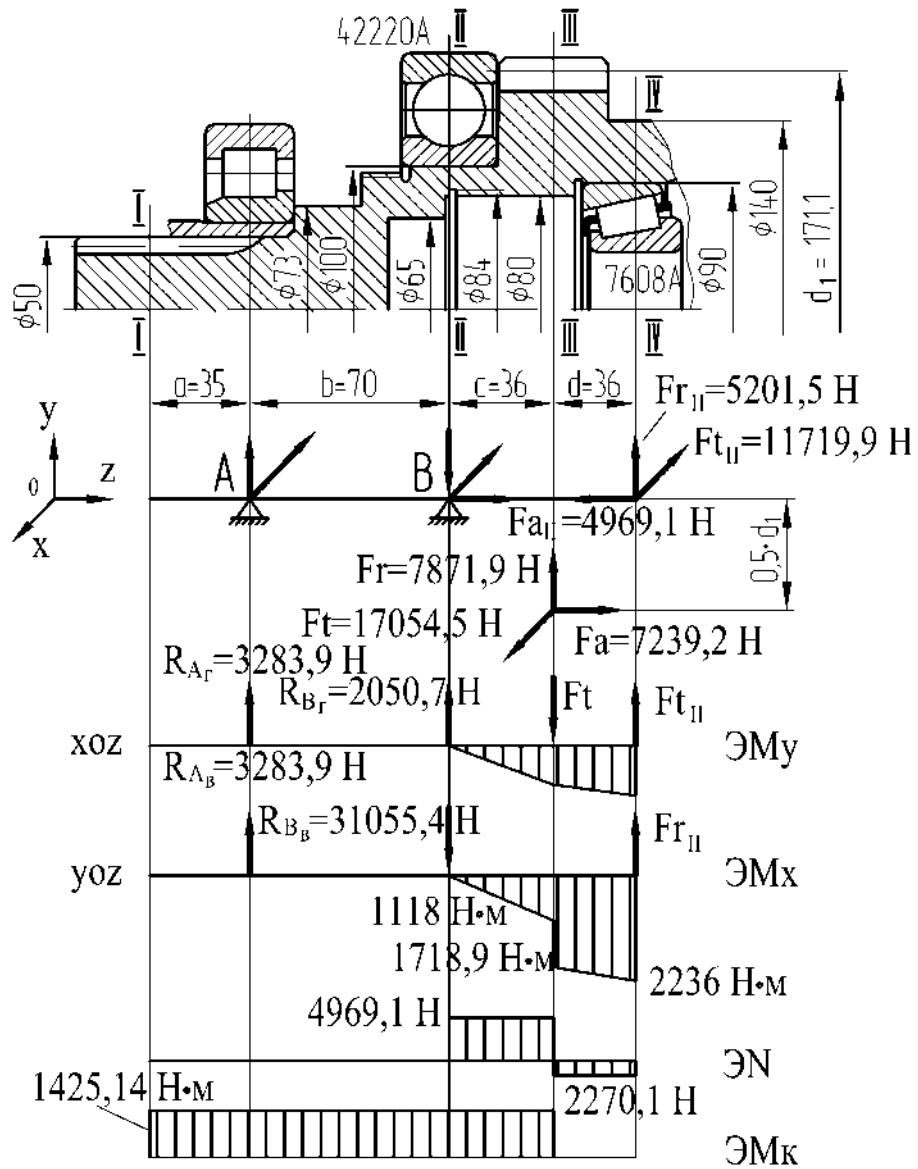


Рисунок 3.3 – Расчетная схема первичного вала

Изгибающие моменты:

$$M_{1z} = R_{Bz} \cdot c. \quad (3.35)$$

Получим: $M_{1z} = 73,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

$$M_{2z} = R_{Bz} \cdot (c + d). \quad (3.36)$$

Получим: $M_{2z} = 147,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Расчет в плоскости YOZ.

$$\sum M_A = 0;$$

$$Fr_{II} \cdot (b+c+d) + Fr \cdot (b+c) + Fa \cdot 0,5 \cdot d_1 - R_{B\delta} \cdot b = 0;$$

$$R_{B\delta} = \frac{Fr_{II} \cdot (b+c+d) + Fr \cdot (b+c) + Fa \cdot 0,5 \cdot d_1}{b}. \quad (3.37)$$

Получим: $R_{B\delta} = 31055,4$ Н.

$$\sum M_B = 0;$$

$$Fr_{II} \cdot (c+d) + Fr \cdot c + Fa \cdot 0,5 \cdot d_1 - R_{A\delta} \cdot b = 0;$$

$$R_{A\delta} = \frac{Fr_{II} \cdot (c+d) + Fr \cdot c + Fa \cdot 0,5 \cdot d_1}{b}, \text{ Н.} \quad (3.38)$$

Получим: $R_{A\delta} = 17982,1$ Н.

Изгибающие моменты:

$$M_{1\delta} = R_{B\delta} \cdot c. \quad (3.39)$$

Получим: $M_{1\delta} = 1118$ Н·м.

$$M_{1,1\delta} = R_{B\delta} \cdot c + Fa \cdot 0,5 \cdot d_1. \quad (3.40)$$

Получим: $M_{1,1\delta} = 1718,9$ Н·м.

$$M_{2\delta} = R_{B\delta} \cdot (c+d). \quad (3.41)$$

Получим: $M_{2\delta} = 2236$ Н·м.

Суммарные изгибающие моменты:

$$M_1 = \sqrt{M_{1\delta}^2 + M_{1,1\delta}^2}. \quad (3.42)$$

Получим: $M_1 = 1720,5$ Н·м.

$$M_2 = \sqrt{M_{2\delta}^2 + M_{2\delta}^2}, \text{ Н·м.} \quad (3.43)$$

Получим: $M_2 = 2240,9$ Н·м.

Крутящий момент:

Получим: $M_{\kappa_1} = M_{\kappa} = 1425,14$ Н·м.

Осевая сила:

$$Fa_2 = Fa - Fa_{II}. \quad (3.44)$$

Получим: $Fa_2 = 2270,1$ Н. $Fa_1 = -Fa_{II} = -4969,1$ Н.

										Лист
										62
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата						

3.4.3 Определение внутренних силовых факторов

Определение опасных сечений исходя из рассмотрения эпюр внутренних силовых факторов и конструкции вала:

I-I – место установки входного фланца на шлицевую часть вала (наружный диаметр 50 мм): сечение нагружено крутящим моментом, концентратор напряжений – эвольвентные шлицы;

II-II – место установки подшипника 42220А на вал: сечение нагружено крутящим моментом и осевой силой, концентратор напряжений – посадка с натягом и канавка под стопорное кольцо;

III-III – место расположения зубчатого венца: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом, осевой силой;

IV-IV – место установки подшипника 7608А: сечение нагружено изгибающим моментом и осевой силой, концентратор напряжения переходная посадка.

Сечение I-I

Момент сопротивления при кручении:

$$W_{к_{I-I}} = 17892 \text{ мм}^3 \quad [10].$$

Сечение II-II

Момент сопротивления при кручении:

$$W_{к_{II-II}} = \frac{\left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \cdot \pi \cdot D^3}{16}. \quad (3.45)$$

Получим: $W_{к_{II-II}} = 98592,7 \text{ мм}^3$.

Площадь сечения:

$$A_{II-II} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}. \quad (3.46)$$

Получим: $A_{II-II} = 2312,2 \text{ мм}^2$.

Сечение III-III

Момент сопротивления при изгибе:

									Лист
									63
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата					

$$W_{III-III} = \frac{\left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \cdot \pi \cdot D^3}{32}. \quad (3.47)$$

Получим: $W_{III-III} = 94113,9 \text{ мм}^3$.

Момент сопротивления при кручении:

$$W_{K_{III-III}} = \frac{\left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \cdot \pi \cdot D^3}{16}. \quad (3.48)$$

Получим: $W_{K_{III-III}} = 188227,8 \text{ мм}^3$.

Площадь сечения:

$$A_{III-III} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}. \quad (3.49)$$

Получим: $A_{III-III} = 4476,8 \text{ мм}^2$.

Сечение IV-IV

Момент сопротивления при изгибе:

$$W_{IV-IV} = \frac{\left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \cdot \pi \cdot D^3}{32}. \quad (3.50)$$

Получим: $W_{IV-IV} = 72113,8 \text{ мм}^3$.

Площадь сечения:

$$A_{IV-IV} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}. \quad (3.51)$$

Получим: $A_{IV-IV} = 3141,6 \text{ мм}^2$.

3.4.4 Расчет вала на статическую прочность

Вычислим нормальные и касательные напряжения, а также значения общего коэффициента запаса прочности по пределу текучести в каждом из опасных сечений вала [10].

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Сечение I-I

Напряжение кручения:

$$\tau_{I-I} = \frac{10^3 \cdot M_k}{W_{k_{I-I}}} \quad (3.52)$$

Получим: $\tau_{I-I} = 79,7$ МПа.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{T\tau_{I-I}} = \tau_T / \tau_{I-I} \quad (3.53)$$

Получим: $S_{T\tau_{I-I}} = 6,2$.

Сечение II-II

Напряжение растяжения:

$$\sigma_{II-II} = \frac{Fa_1}{A_{II-II}} \quad (3.54)$$

Получим: $\sigma_{II-II} = 2,1$ МПа.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_{T\sigma_{II-II}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{II-II}} \quad (3.55)$$

Получим: $S_{T\sigma_{II-II}} = 350$.

Напряжение кручения:

$$\tau_{II-II} = \frac{10^3 \cdot M_k}{W_{k_{II-II}}} \quad (3.56)$$

Получим: $\tau_{II-II} = 14,5$ МПа.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{T\tau_{II-II}} = \frac{\tau_T}{\tau_{II-II}} \quad (3.57)$$

Получим: $S_{T\tau_{II-II}} = 35$.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T_{II-II}} = \frac{S_{T\sigma_{II-II}} \cdot S_{T\tau_{II-II}}}{\sqrt{S_{T\sigma_{II-II}}^2 + S_{T\tau_{II-II}}^2}} \quad (3.58)$$

Получим: $S_{T_{II-II}} = 34,8$.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Сечение III-III

Напряжение изгиба с растяжением:

$$\sigma_{III-III} = \frac{10^3 \cdot M_1}{W_{III-III}} + \frac{Fa_1}{A_{III-III}}. \quad (3.59)$$

Получим: $\sigma_{III-III} = 5,6$ МПа.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_{T\sigma_{III-III}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{III-III}}. \quad (3.60)$$

Получим: $S_{T\sigma_{III-III}} = 140$.

Напряжение кручения:

$$\tau_{III-III} = \frac{10^3 \cdot M_K}{W_{K_{III-III}}}, \text{ МПа.} \quad (3.61)$$

Получим: $\tau_{III-III} = 2,2$ МПа

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{T\tau_{III-III}} = \frac{\tau_T}{\tau_{III-III}}. \quad (3.62)$$

Получим: $S_{T\tau_{III-III}} = 245$.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T_{III-III}} = \frac{S_{T\sigma_{III-III}} \cdot S_{T\tau_{III-III}}}{\sqrt{S_{T\sigma_{III-III}}^2 + S_{T\tau_{III-III}}^2}}. \quad (3.63)$$

Получим: $S_{T_{III-III}} = 22,4$.

Сечение IV-IV

Напряжение изгиба со сжатием:

$$\sigma_{IV-IV} = \frac{10^3 \cdot M_2}{W_{IV-IV}} + \frac{Fa_2}{A_{IV-IV}}. \quad (3.64)$$

Получим: $\sigma_{IV-IV} = 10,3$ МПа.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{T\sigma_{IV-IV}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{IV-IV}}. \quad (3.65)$$

Получим: $S_{T\sigma_{IV-IV}} = 70$.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		66

Статическая прочность вала обеспечена во всех опасных сечениях.

$$S > [S_T] = 2$$

3.4.5 Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Определим амплитуду напряжений и среднее напряжение цикла [10]:

$$\tau_{a_{I-I}} = \frac{\tau_{\kappa_{I-I}}}{2}. \quad (3.66)$$

Получим: $\tau_{a_{I-I}} = 39,5$ МПа.

$$\tau_{m_{I-I}} = \tau_{a_{I-I}}. \quad (3.67)$$

Получим: $\tau_{m_{I-I}} = 39,5$ МПа.

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma_{D_{I-I}}} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right)}{K_V}, \quad (3.68)$$

где K_{τ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$K_{d\tau}$ – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$K_{F\tau}$ – коэффициент влияния качества поверхности;

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Отсюда $\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} = 2,7$; $K_{F\tau} = 0,95$; $K_V = 2,4$; $K_{\sigma_{D_{I-I}}} = 1,1$.

Предел выносливости в сечении:

$$\tau_{-1D_{I-I}} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma_{D_{I-I}}}}. \quad (3.69)$$

Получим: $\tau_{-1D_{I-I}} = 218,2$ МПа.

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\sigma_{D_{I-I}}} = \psi_{\tau} / K_{\sigma_{D_{I-I}}}. \quad (3.70)$$

Получим: $\psi_{\sigma_{D_{I-I}}} = 0,09$.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Коэффициент запаса по касательным напряжениям:

$$S_{\tau_{I-I}} = \frac{\tau_{-1D_{I-I}}}{(\tau_{a_{I-I}} + \psi_{\tau D_{I-I}} \cdot \tau_{m_{I-I}})} \quad (3.71)$$

Получим: $S_{\tau_{I-I}} = 5,1$.

Сечение II-II

Определим амплитуду напряжений и среднее напряжение цикла:

$$\tau_{a_{II-II}} = \frac{\tau_{\kappa_{II-II}}}{2} \quad (3.72)$$

Получим: $\tau_{a_{II-II}} = 7,25$ МПа.

$$\tau_{m_{II-II}} = \tau_{a_{II-II}} \quad (3.73)$$

Получим: $\tau_{m_{II-II}} = 7,25$ МПа.

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_{\tau D_{II-II}} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right)}{K_V} \quad (3.74)$$

Отсюда $K_{\tau} = 1,7$; $K_{d\tau} = 0,59$; $K_{F\tau} = 0,95$; $K_V = 2,4$; $K_{\tau D_{II-II}} = 1,22$.

Предел выносливости в сечении:

$$\tau_{-1D_{II-II}} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D_{II-II}}} \quad (3.75)$$

Получим: $\tau_{-1D_{II-II}} = 196,7$ МПа.

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\tau D_{II-II}} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D_{II-II}}} \quad (3.76)$$

Получим: $\psi_{\tau D_{II-II}} = 0,08$.

Коэффициент запаса по касательным напряжениям:

$$S_{\tau_{II-II}} = \frac{\tau_{-1D_{II-II}}}{(\tau_{a_{II-II}} + \psi_{\tau D_{II-II}} \cdot \tau_{m_{II-II}})} \quad (3.77)$$

Получим: $S_{\tau_{II-II}} = 25,1$.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		68

Сечение III-III

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

$$\sigma_{a_{III-III}} = \frac{10^3 \cdot M_1}{W_{III-III}}. \quad (3.78)$$

Получим: $\sigma_{a_{III-III}} = 5,3$ МПа.

$$\tau_{a_{III-III}} = \frac{\tau_{к_{III-III}}}{2}. \quad (3.79)$$

Получим: $\tau_{a_{III-III}} = 1,1$ МПа.

$$\tau_{m_{III-III}} = \tau_{a_{III-III}}. \quad (3.80)$$

Получим: $\tau_{m_{III-III}} = 1,1$ МПа.

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D_{III-III}} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}{K_V}; \quad (3.81)$$

$$K_{\tau D_{III-III}} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right)}{K_V}. \quad (3.82)$$

Отсюда $K_{\sigma} = 1,7$; $K_{\tau} = 1,7$; $K_{d\sigma} = 0,59$; $K_{d\tau} = 0,59$; $K_{F\sigma} = 0,91$; $K_{F\tau} = 0,95$;

$K_V = 2,4$; $K_{\sigma D_{III-III}} = 1,2$; $K_{\tau D_{III-III}} = 1,2$.

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D_{III-III}} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D_{III-III}}. \quad (3.83)$$

Получим: $\sigma_{-1D_{III-III}} = 358,3$ МПа.

$$\tau_{-1D_{III-III}} = \tau_{-1} / K_{\tau D_{III-III}}. \quad (3.84)$$

Получим: $\tau_{-1D_{III-III}} = 200$ МПа.

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\psi_{\tau D_{III-III}} = \psi_{\tau} / K_{\tau D_{III-III}}. \quad (3.85)$$

Получим: $\psi_{\tau D_{III-III}} = 0,08$.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma_{III-III}} = \sigma_{-1D_{III-III}} / \sigma_{a_{III-III}} \cdot \quad (3.86)$$

Получим: $S_{\sigma_{III-III}} = 67,6$.

$$S_{\tau_{III-III}} = \tau_{-1D_{III-III}} / (\tau_{a_{III-III}} + \psi_{D_{III-III}} \cdot \tau_{m_{III-III}}) \cdot \quad (3.87)$$

Получим: $S_{\tau_{III-III}} = 40,6$.

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S_{III-III} = S_{\sigma_{III-III}} \cdot S_{\tau_{III-III}} / \sqrt{S_{\sigma_{III-III}}^2 + S_{\tau_{III-III}}^2} \cdot \quad (3.88)$$

Получим: $S_{III-III} = 168,4$.

Сечение IV-IV

Определим амплитуду напряжений:

$$\sigma_{a_{IV-IV}} = \frac{10^3 \cdot M_2}{W_{IV-IV}} \cdot \quad (3.89)$$

Получим: $\sigma_{a_{IV-IV}} = 10,1$ МПа.

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma_{IV-IV}} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}{K_V} \cdot \quad (3.90)$$

Отсюда $K_{\sigma} = 2$; $K_{d\sigma} = 0,59$; $K_{F\sigma} = 0,91$; $K_V = 2,4$; $K_{\sigma_{IV-IV}} = 1,5$.

Предел выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D_{IV-IV}} = \sigma_{-1} / K_{\sigma_{IV-IV}} \cdot \quad (3.91)$$

Получим: $\sigma_{-1D_{IV-IV}} = 287,7$ МПа.

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям:

$$S_{\sigma_{IV-IV}} = \sigma_{-1D_{IV-IV}} / \sigma_{a_{IV-IV}} \cdot \quad (3.92)$$

Получим: $S_{\sigma_{IV-IV}} = 28,5$.

Сопротивление усталости вала обеспечено во всех опасных сечениях.

$$S > [S] = 2.$$

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Выводы по разделу три

Приведенные конструктивные решения подтверждаются необходимыми прочностными расчетами шестерен и валов коробки передач.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						71
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Методами объемной штамповки изготавливают заготовки сложной конфигурации (шестерни, коленчатые валы, кронштейны, рычаги и другие детали для машиностроения).

Горячая штамповка отличается высокой производительностью и низкой себестоимостью в серийном и массовом производстве [11].

4.1 Операции обработки детали

Деталь – 1501.06.318.02.110 Вал привода переднего моста раздаточного модуля. Материал – сталь 12Х2Н4А ГОСТ 4543-71.

005 Фрезерно-центровальная.

005.1 Фрезерный переход.

На рисунке 4.1 представлен эскиз перехода.

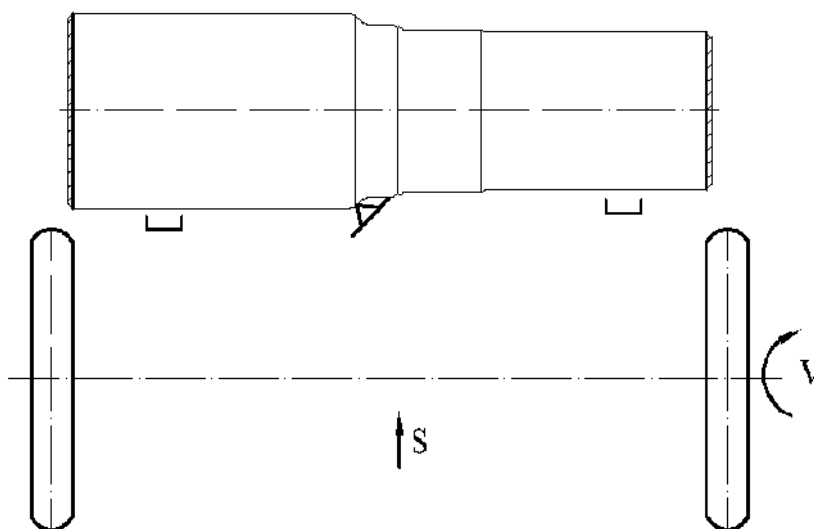


Рисунок 4.1 – Эскиз фрезерного перехода

Станок МР-71М.

Фрезеровать заготовку в размер 260 мм с двух сторон одновременно. Фреза оснащена пластинками из твердого сплава Т15К6, $D=100$ мм, $z=10$ [12].

Глубина резания $t=2$ мм. Фрезерование производится за один проход, подача за оборот $S=0,7$ мм/об, скорость резания $V_p=352$ м/мин.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		73

Частота вращения расчетная:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D}, \quad (4.1)$$

где D – диаметр фрезы, мм.

Получим: $n_p = 1121 \text{ мин}^{-1}$.

Полученную частоту вращения шпинделя округлим в меньшую сторону.

Получим: $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Уточним скорость резания:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}. \quad (4.2)$$

Получим: $V = 314 \text{ м/мин}$.

Основное время:

$$T_{0_1} = \frac{l_{p.x.} \cdot i}{n \cdot S}, \quad (4.3)$$

где $l_{p.x.}$ – длина рабочего хода, мм;

i – число проходов, шт.

$$l_{p.x.} = l_{рез} + l_{вп} + l_n, \text{ мм}, \quad (4.4)$$

где $l_{рез}$ – длина резания, мм ($l_{рез} = 84 \text{ мм}$);

$l_{вп}$ – длина врезания, мм ($l_{вп} = 2 \dots 4 \text{ мм}$);

l_n – длина перебега, мм ($l_n = 0 \dots 2 \text{ мм}$).

Получим: $l_{p.x.} = 90 \text{ мм}$; $T_{0_1} = 0,13 \text{ мин}$.

005.2 Центровальный переход.

На рисунке 4.2 представлен эскиз перехода.

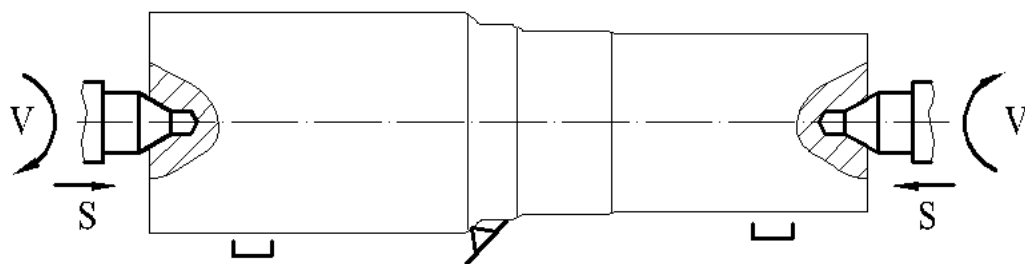


Рисунок 4.2 – Эскиз центровального перехода

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		74

Станок МР-71М.

Сверлить центровые отверстия с двух сторон одновременно.

Принимаем центровочное сверло $d=8$ мм, $D=20$ мм, материал быстрорежущая сталь Р18. Подача $S=0,07$ мм/об, скорость резания $V_p=32$ м/мин [12].

Глубина резания:

$$t = \frac{d}{2}. \quad (4.5)$$

Получим: $t = 4$ мм.

Частота вращения расчетная:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D}, \quad (4.6)$$

где D – диаметр сверла, мм.

Получим: $n_p = 599$ мин⁻¹.

Полученную частоту вращения шпинделя округлим.

Получим: $n = 600$ мин⁻¹.

Уточним скорость резания по формуле (4.2):

Получим: $V = 26,7$ м/мин.

Основное время:

$$T_{0_2} = \frac{l_{P.X.} \cdot i}{n \cdot S}. \quad (4.7)$$

Длина рабочего хода:

$$l_{P.X.} = l_{рез} + l_{ер}, \text{ мм}, \quad (4.8)$$

где $l_{рез}$ – длина резания, мм ($l_{рез} = 18$ мм);

$l_{ер}$ – длина врезания, мм ($l_{ер} = 2 \dots 4$ мм).

Получим: $l_{P.X.} = 22$ мм; $T_{0_2} = 0,3$ мин.

Основное время для операции 005:

$$T_0 = T_{0_1} + T_{0_2}. \quad (4.9)$$

Получим: $T_0 = 0,43$ мин.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

010 Токарная.

На рисунке 4.3 представлен эскиз операции.

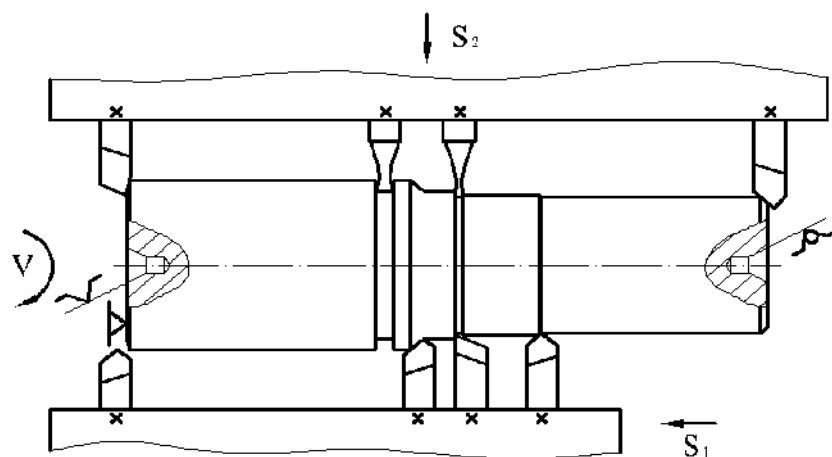


Рисунок 4.3 – Эскиз токарной операции

Станок – многорезцовый токарный полуавтомат 1730.

Резцы: проходные – 3 шт, упорный проходной – 1 шт, подрезные – 2 шт, фасонные – 2 шт, с пластинками твердого сплава Т15К6.

Глубина резания: $t_1=2$ мм для продольного суппорта; $t_2=7$ мм для поперечного суппорта (определена по величине канавки равной 7 мм).

Подача: $S_1=0,2$ мм/об для продольного суппорта; $S_2=0,16$ мм/об для поперечного суппорта.

Скорость резания расчетная:

$$V_p = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}}, \quad (4.10)$$

где C_v – постоянная резания для данной операции ($C_v=420$);

T – среднее значение стойкости инструмента, мин ($T=60$ мин);

m , x_v и y_v – показатели степени ($m=0,2$, $x_v=0,15$, $y_v=0,2$).

Получим: $V_{p1} = 230$ м/мин; $V_{p2} = 199$ м/мин.

Частота вращения расчетная:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D}, \quad (4.11)$$

где D – диаметр вала, мм.

Станок – зубофрезерный горизонтальный полуавтомат 5А370.

Дисковая модульная фреза, $D=90$ мм, $z=12$, изготовлена из быстрорежущей стали P18 [12].

Глубина резания:

$$t = h_3 = 2,25 \cdot m, \quad (4.13)$$

где h_3 – высота зуба шестерни, мм;

m – модуль зуба шестерни, мм ($m=3,75$ мм).

Получим: $t=8,4$ мм. Подача за оборот $S=2$ мм/об. Подача на один зуб фрезы:

$$S_z = \frac{S}{z_u}, \quad (4.14)$$

где z_u – число зубьев фрезы.

Получим: $S_z=0,17$ мм/зуб. Скорость резания расчетная:

$$V_p = \frac{C_v}{T^\mu \cdot S_z^{y_v} \cdot m^{x_v}} \cdot K_v, \quad (4.15)$$

где C_v – постоянная резания ($C_v=49$);

T – среднее значение стойкости инструмента, мин ($T=480$ мин);

m – модуль зуба шестерни, мм ($m=3,75$);

μ , y_v и x_v – показатели степени ($\mu=0,33$, $y_v=0,45$, $x_v=0$).

K_v – общий поправочный коэффициент.

$$K_v = K_{\mu_v} \cdot K_{n_v} \cdot K_{u_v}, \quad (4.16)$$

где K_{μ_v} – коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала ($K_{\mu_v}=0,9$);

K_{n_v} – коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовки ($K_{n_v}=1$);

K_{u_v} – коэффициент, учитывающий инструментальный материал ($K_{u_v}=1$).

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Отсюда $K_v = 0,9$; $V_p = 12,8$ м/мин.

Частота вращения расчетная определяется по формуле (4.1). Получим:

$$n_p = 45,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Уточним частоту вращения по паспорту станка. Получим: $n = 80$ мин⁻¹.

Уточним скорость резания по формуле (4.2). Получим: $V = 22,6$ м/мин.

Основное время:

$$T_0 = \frac{l_{p.x.} \cdot i \cdot z}{S_z \cdot z_u \cdot n}, \quad (4.17)$$

где z – число зубьев шестерни ($z=15$).

Длина рабочего хода определяется по формуле (4.8). Получим: $l_{рез} = 65$ мм;

$$l_{сп} = 50 \text{ мм}; l_{p.x.} = 115 \text{ мм}; T_0 = 10,6 \text{ мин}.$$

020 Шлицефрезерная.

На рисунке 4.5 представлен эскиз операции.

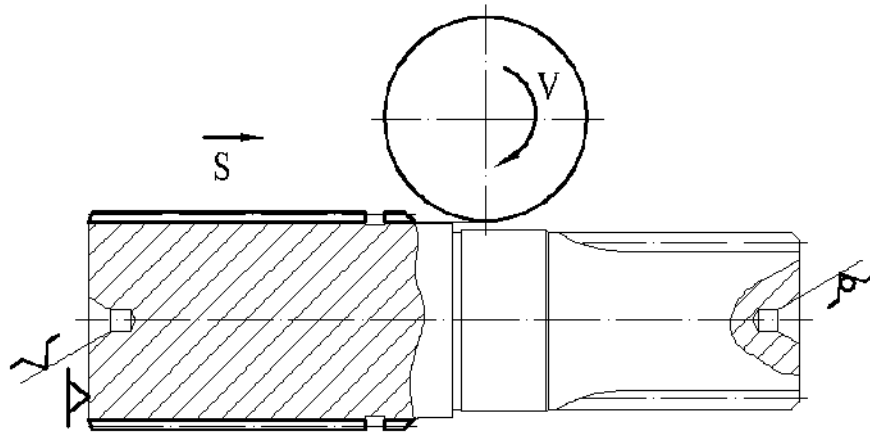


Рисунок 4.5 – Эскиз шлицефрезерной операции

Станок – зубофрезерный горизонтальный полуавтомат 5А370.

Фреза червячная шлицевая, $D=75$ мм, $z=10$, изготовлена из быстрорежущей стали Р18. Подача $S=0,8$ мм/об.

Глубина резания:

$$t = h = 1,05 \cdot m, \quad (4.18)$$

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		79

где h – высота зуба шлиц, мм;

m – модуль шлиц, мм ($m=3,5$ мм).

Получим: $t = 3,675$ мм.

Скорость резания расчетная:

$$V_p = \frac{C_v \cdot u^{q_v}}{T^\mu \cdot S^{y_v} \cdot h^{x_v}}, \quad (4.19)$$

где C_v – постоянная резания ($C_v=780$);

u – число шлиц ($u=22$);

T – среднее значение стойкости инструмента, мин ($T=600$ мин);

q_v , μ , y_v и x_v – показатели степени ($q_v=0,37$, $\mu=0,4$, $y_v=0,5$, $x_v=1,28$).

Получим: $V_p = 40$ м/мин.

Частота вращения расчетная определяется по формуле (4.1). Получим:
 $n_p = 169,9$ мин⁻¹.

Уточним частоту вращения по паспорту станка. Получим: $n = 160$ мин⁻¹.

Уточним скорость резания по формуле (4.2). Получим: $V = 37,7$ м/мин.

Основное время:

$$T_0 = \frac{l_{p.x.} \cdot i \cdot z}{S \cdot q \cdot n}, \quad (4.20)$$

где z – число шлиц ($z=10$);

q – число заходов червячной фрезы ($q=1$).

Длина рабочего хода:

$$l_{p.x.} = B + l_{ep} + l_n, \quad (4.21)$$

где B – ширина шлицевой части, мм ($B=115$ мм);

Получим: $l_{ep}=20$ мм; $l_n=2 \dots 4$ мм; $l_{p.x.1} = 139$ мм; $T_0 = 23,9$ мин.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

025 Сверлильно-резьбонарезная.

025.1 Сверлильный переход.

На рисунке 4.6 представлен эскиз операции.

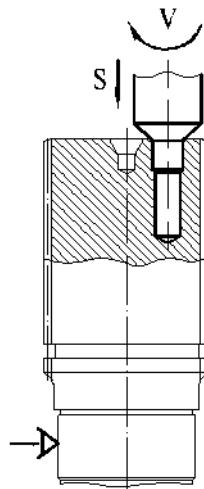


Рисунок 4.6 – Эскиз сверлильной операции

Станок вертикально-сверлильный 2Н135.

Инструмент комбинированный – сверло-зенкер, $d=12,16$ мм, $D=14,5$ мм, изготовлен из быстрорежущей стали Р18. Подача $S=0,2$ мм/об.

Глубина резания определяется по формуле (4.5). Получим: $t = 6,08$ мм.

Скорость резания расчетная:

$$V_p = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T^m \cdot S^{y_v} \cdot t^{x_v}} \cdot K_v, \quad (4.22)$$

где C_v – постоянная резания ($C_v = 7$);

T – среднее значение стойкости инструмента, мин ($T = 45$ мин);

q_v , m , y_v и x_v – показатели степени ($q_v = 0,4$, $m = 0,2$, $y_v = 0,7$, $x_v = 0$);

K_v – общий поправочный коэффициент.

$$K_v = K_{\mu_v} \cdot K_{u_v} \cdot K_{l_v}, \quad (4.23)$$

где K_{μ_v} – коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала;

K_{u_v} – коэффициент, учитывающий инструментальный материал ($K_{u_v} = 0,3$);

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

K_{l_v} – коэффициент, учитывающий глубину просверливаемого отверстия ($K_{l_v} = 0,85$).

$$K_{\mu_v} = C_M \left(\frac{75}{\sigma_B} \right)^{n_v}, \quad (4.24)$$

где C_M – коэффициент, учитывающий группу стали ($C_M = 1$);

σ_B – предел прочности материала детали, кг/мм² ($\sigma_A = 100$ кг/мм²);

n_v – показатель степени ($n_v = 0,9$).

Получим: $K_{\mu_v} = 0,77$; $K_V = 0,2$; $V_p = 5,5$ м/мин.

Частота вращения расчетная:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot d}. \quad (4.25)$$

Получим: $n_p = 144,1$ мин⁻¹.

Уточним частоту вращения по паспорту станка. Получим: $n = 140$ мин⁻¹.

Уточним скорость резания:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}. \quad (4.26)$$

Получим: $V = 5,3$ м/мин.

Основное время:

$$T_0 = \frac{l_{p.x.} \cdot i}{S \cdot n}, \quad (4.27)$$

где i – число отверстий ($i = 2$).

Длина рабочего хода:

$$l_{p.x.} = l + l_{ep} + l_n, \quad (4.28)$$

где l – глубина сверления, мм ($l = 48$ мм);

Получим: $l_{ep} = 1$ мм; $l_n = 1 \dots 2$ мм; $l_{p.x.} = 50$ мм; $T_0 = 0,72$ мин.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		82

025.2 Резьбонарезной переход.

На рисунке 4.7 представлен эскиз операции.

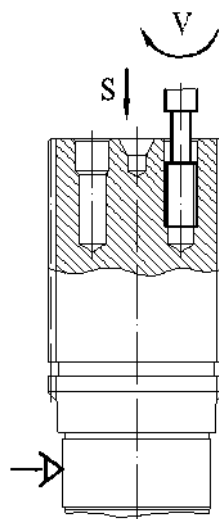


Рисунок 4.7 – Эскиз резьбонарезной операции

Станок вертикально-сверлильный 2Н135.

Инструмент метчик, $D=14$ мм, изготовлен из быстрорежущей стали P18.

Подача $S=2$ мм/об.

Глубина резания:

$$t = \frac{D - d}{2}, \quad (4.29)$$

где d – диаметр отверстия, мм ($d=12,16$ мм).

Получим: $t=0,92$ мм.

Скорость резания при нарезании метрической резьбы метчиком:

$$V_p = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T^m \cdot S^{y_v}} \cdot K_v, \quad (4.30)$$

где C_v – постоянная резания ($C_v=64,8$);

T – среднее значение стойкости инструмента, мин ($T=90$ мин);

q_v , m , y_v – показатели степени ($q_v=1,2$, $m=0,9$, $y_v=0,5$);

K_v – общий поправочный коэффициент.

$$K_v = K_{\mu_v} \cdot K_{u_v} \cdot K_{m_v}, \quad (4.31)$$

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		83

где K_{μ_v} – коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала ($K_{\mu_v} = 0,8$);

K_{u_v} – коэффициент, учитывающий инструментальный материал ($K_{u_v} = 1$);

K_{m_v} – коэффициент, учитывающий точность нарезаемой резьбы ($K_{m_v} = 1$).

Получим: $K_v = 0,8$; $V_p = 15,2$ м/мин.

Частота вращения расчетная определяется по формуле (4.6). Получим: $n_p = 314,8$ мин⁻¹.

Уточним частоту вращения по паспорту станка. Получим: $n = 32$ мин⁻¹.

Уточним скорость резания по формуле (4.2). Получим: $V = 1,4$ м/мин.

Основное время определяется по формуле (4.27). Длина рабочего хода определяется по формуле (4.28). Получим: $l = 25$ мм; $l_{ep} = 1$ мм; $l_n = 1 \dots 2$ мм; $l_{p.x.} = 27$ мм; $T_0 = 0,84$ мин.

030 Термообработка.

Цементировать $h = 0,8 \dots 1,2$ мм; 60...63 HRC; сердцевина 30...46 HRC.

035 Зубошлифование.

На рисунке 4.8 представлен эскиз операции.

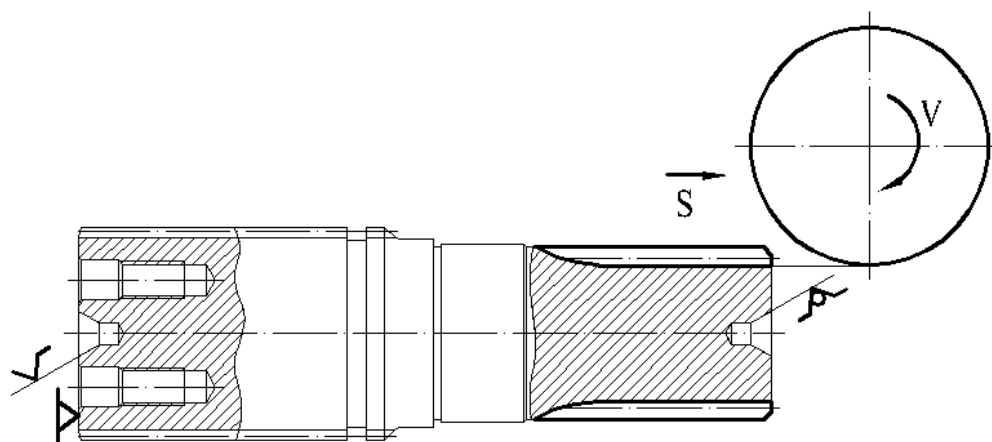


Рисунок 4.8 – Эскиз зубошлифовальной операции

Станок – зубошлифовальный полуавтомат 5831.

Круг шлифовальный плоский с двухсторонним коническим профилем, $D=90$ мм. Подача продольная $S_{\Pi}=0,2$ мм/мин. Глубина шлифования $t=0,02$ мм.

Скорость круга $V_k=35$ м/с=2100 м/мин. Частота вращения расчетная определяется по формуле (4.1). Получим: $n_p=7430$ об/мин.

Уточним частоту вращения по паспорту станка. Получим: $n=2575$ мин⁻¹.

Уточним скорость резания по формуле (4.2). Получим: $V_k=727,7$ м/мин.

Основное время:

$$T_0 = \frac{l_{p.x.} \cdot z}{S_{\Pi} \cdot n} \quad (4.32)$$

Длина рабочего хода определяется по формуле (4.8). Получим: $l_{рез}=65$ мм;

$l_{сп}=50$ мм; $l_{p.x.}=115$ мм; $T_0=3,35$ мин.

040 Шлифование.

На рисунке 4.9 представлен эскиз операции.

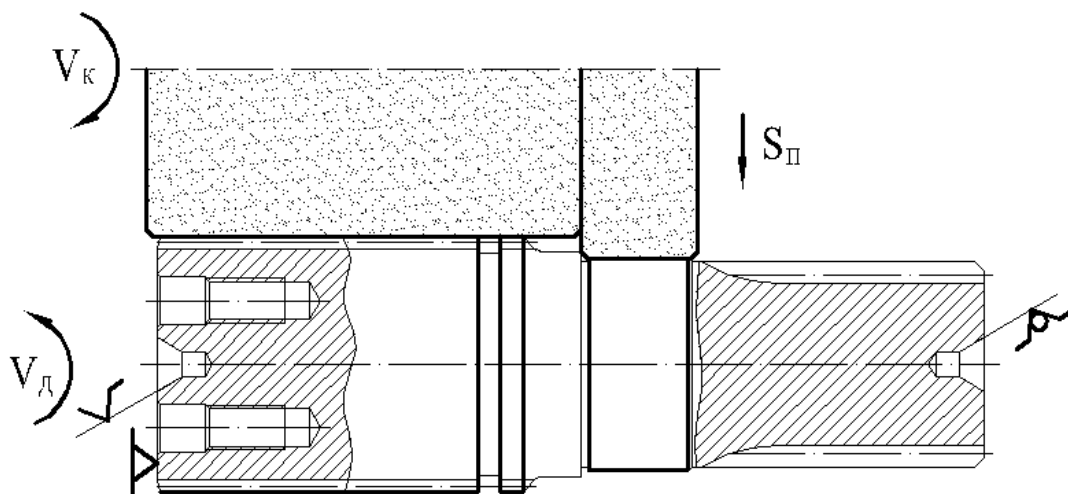


Рисунок 4.9 – Эскиз шлифовальной операции

Станок – круглошлифовальный полуавтомат 3Б151.

Шлифование двумя кругами одновременно, круги плоские прямого профиля. Скорость кругов $V_k=30$ м/с, скорость вращения детали $V_d=30$ м/мин.

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата					

23.05.01.2018.359 ПЗ

Подача поперечная $S_p=0,008$ мм/мин. Глубина шлифования $t=0,05$ мм.

Частота вращения детали:

$$n_D = \frac{1000 \cdot V_D}{\pi \cdot D}, \quad (4.33)$$

где D – наибольший диаметр детали, мм ($D=80$ мм).

Получим: $n_D=119$ мин⁻¹. Примем $n_D=100$ мин⁻¹. Частота вращения круга $n_{\text{к}} = 3000$ мин⁻¹. Уточним скорость детали:

$$V_D = \frac{\pi \cdot D \cdot n_D}{1000}. \quad (4.34)$$

Получим: $V_D=25,1$ м/мин. Подача за оборот:

$$S = \frac{S_p}{n_D}. \quad (4.35)$$

Получим: $S=0,0008$ мм/об.

Основное время:

$$T_0 = \frac{t \cdot K}{n_D \cdot S}, \quad (4.36)$$

где K – коэффициент, учитывающий выхаживание и доводку ($K=1,5$).

Получим: $T_0=0,94$ мин.

Выводы по разделу четыре

На основании проведенных расчетов технологических операций определены основные режимы механической обработки детали.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						86
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

– арендная плата за помещения общехозяйственного назначения;
– расходы по оплате информационных, аудиторских, консультационных и т.п. услуг;

– другие аналогичные по назначению управленческие расходы.

Затраты на оплату труда – это заработная плата рабочих (табл. 5.3).

Отчисления ФСС – это обязательные страховые взносы в Фонды социального страхования, составляют 30% от заработной платы (табл. 5.3).

Коммерческие расходы – это затраты, связанные с продажей продукции, товаров, работ, услуг (0,5% от производственной себестоимости).

К коммерческим расходам относятся издержки:

– на затаривание и упаковку;
– по доставке, погрузке и т.п.;
– на комиссионные сборы (отчисления), уплачиваемые посредническим организациям;

– по аренде и содержанию помещений для хранения и продажи продукции (товаров);

– на хранение товаров;
– по оплате труда продавцов;
– на рекламу;
– на представительские расходы;
– на иные аналогичные по назначению расходы.

Норма прибыли может определяться исходя из различных критериев, например, по относительному показателю – рентабельности продукции, либо исходя из соотношения спроса и предложения. Для упрощения расчетов норма прибыли установлена в размере 25% от полной себестоимости.

Общие затраты на производство и сбыт продукции на весь прогнозируемый объем выпуска представлены в таблице 5.5.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Таблица 5.4 – Калькуляция на автомобиль

Статья	Сумма (руб.)
1 Сырье и материалы	2 199 739
2 Расходы на оплату труда	93 914
3 Отчисления ФСС	28 174
4 Общепроизводственные расходы	9 391
5 Общехозяйственные расходы	7 513
6 Производственная себестоимость	2 329 339
7 Коммерческие расходы	1 165
8 Полная себестоимость	2 322 991
9 Прибыль 30% от полной себестоимости	580 748
10 Цена	2 903 739
11 Налог на добавленную стоимость НДС	522 673
12 Цена реализации	3 426 412

Общие затраты на производство и сбыт продукции за 3 года составят 43 422 850 рублей.

Таблица 5.5 – Общие затраты на производство и сбыт продукции

Наименование показателей	1 год	2 год	3 год
1 Материальные затраты	39 595 294	39 595 294	39 595 294
3 Общехозяйственные затраты	760 700	760 700	760 700
4 Общепроизводственные затраты	473 325	473 325	473 325
5 Затраты на оплату труда	1 690 445	1 690 445	1 690 445
6 Отчисления ФСС	507 133	507 133	507 133
7 Коммерческие затраты	395 953	395 953	395 953
8 Всего затрат	43 422 850	43 422 850	43 422 850

Планируемый объем составляет 18 машин в год. В основе плана объема производства и реализации – портфель заказов исследуемого предприятия.

Суммарные затраты на весь объем выпуска представляют собой все статьи затрат, представленные в калькуляции на единицу продукции, умноженные на плановый объем производства в натуральном выражении.

5.2 Капитальные вложения

Капитальные вложения – инвестиции в основной капитал (основные средства), в том числе затраты на новое строительство, реконструкцию и техническое перевооружение действующих предприятий, приобретение машин, оборудования, инструмента, инвентаря, проектно-изыскательские работы и другие затраты.

Производственный процесс осуществляется на действующих производственных мощностях. Также необходимо дополнительно приобрести необходимое оборудования.

Оборудование, которое необходимо докупить представлено в таблице 5.6.

Таблица 5.6 – Оборудование

Наименование	Кол-во	Цена с НДС, руб.
Основные средства (оборудование)	1	180 000
Итого:		180 000

Стоимость расходов по доставке и монтажу оборудования составляют 15% от стоимости оборудования.

Итого капитальные вложения составят 27000 руб.

По приобретаемому оборудованию начисляется амортизация линейным способом.

Амортизация – это перенесение по частям стоимости основных средств и нематериальных активов по мере их физического или морального износа на стоимость производимой продукции (работ, услуг).

Продолжение таблицы 5.9

1	2	3	4	5
4 Выручка от реализации продукции	руб.	61 675 409	61 675 409	61 675 409
4.1 в том числе НДС	руб.	11 101 574	11 101 574	11 101 574
4.2 Выручка без НДС	руб.	50 573 835	50 573 835	50 573 835

5.4 Определение потребности в инвестициях, выбор источника финансирования

Инвестиционные затраты включают в себя вложения в основные материалы с учетом запаса на 1 квартал и капитальные затраты на приобретение оборудования.

Таблица 5.10 – Инвестиции

Статьи затрат	Всего по проекту	1 год
1 Капитальные вложения	207 000	207 000
2 Приобретение основных материалов	6 599 216	6 599 216
3 Итого – объем инвестиций	6 806 216	6 806 216

Источники финансирования проекта – собственные денежные средства, сформированные от амортизации основного капитала, отчислений из прибыли на инвестиционные нужды, денежные средства (расчетный счет).

5.7 Оценка эффективности и окупаемости инвестиционного проекта

Оценка эффективности инвестиционного проекта основана на расчете денежных потоков по трем видам деятельности и показателей эффективности.

Денежные потоки предприятия по годам от операционной, финансовой и инвестиционной деятельности наглядно представлены в таблице 5.13.

Денежный поток состоит из притока (поступления денежных средств) и оттока (затраты, платежи). Сальдо денежного потока – это разность притока и оттока.

К притоку от операционной деятельности относится выручка от реализации услуг и начисленная амортизация по проекту. К оттоку по операционной деятельности относятся затраты на производство и сбыт продукции, налоги и платежи в бюджет.

К притоку от инвестиционной деятельности относятся собственные денежные средства на реализацию проекта, к оттоку относятся инвестиционные вложения.

К притоку от финансовой деятельности относятся кредиты и займы. К оттоку по финансовой деятельности относятся выплаты основного долга и процентов по кредиту (в данном примере отсутствуют).

Общее сальдо по всем видам деятельности должно быть положительно на всех расчетных шагах – это является обязательным условием финансовой реализуемости проекта.

Общее сальдо является чистым доходом по проекту. Так как чистый доход прогнозируется на несколько периодов (в данном примере на 3 года) необходимо привести стоимость всех выплат и поступлений к начальному моменту времени, т.е. продисконтировать. Дисконтирование является базой для расчётов стоимости денег с учётом фактора времени. Дисконтирование осуществляется путем умножения чистого дохода на коэффициент дисконтирования. Коэффициент дисконтирования находится по формуле:

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						97
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Срок окупаемости (Ток) рассчитывается по формуле:

$$T = \frac{K}{P_q + A} \leq T_{\text{эо}} \text{ или } T = \frac{K}{D_q} \leq T_{\text{эо}}, \quad (5.4)$$

где Т – срок окупаемости инвестиционного проекта, годы; P_q – чистые поступления (чистая прибыль) в первый год реализации инвестиционного проекта при равномерном поступлении доходов за весь срок окупаемости, руб.; К – полная сумма расходов на реализацию инвестиционного проекта, включая затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, руб.; P_i – чистые поступления (чистая прибыль) в i-м году, руб.; $T_{\text{эо}}$ – экономически оправданный срок окупаемости инвестиций, определяется руководством фирмы субъективно, годы; А – амортизационные отчисления на полное восстановление в расчете на год реализации инвестиционного проекта при равномерном поступлении доходов за весь срок окупаемости, руб.; A_i – амортизационные отчисления на полное восстановление в i-м году, руб.; $D_q = P_q + A$ – чистый доход в первый год реализации инвестиционного проекта при равномерном поступлении доходов за весь срок окупаемости, руб.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						100
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Таблица 5.13 – План денежных поступлений и выплат

Наименование показателей	1 год	2 год	3 год
1	2	3	4
ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ПО ПРОИЗВОДСТВУ И СБЫТУ ПРОДУКЦИИ (УСЛУГ)			
1 Денежные поступления, всего	61 675 409	61 675 409	61 675 409
в том числе:			
1.1 Выручка	61 675 409	61 675 409	61 675 409
2 Денежные выплаты, всего	55 952 221	55 952 221	55 952 221
в том числе:			
2.1 Затраты по производству и сбыту продукции	43 422 850	43 422 850	43 422 850
2.2 Амортизация	12 000	12 000	12 000
2.3 Налоги и платежи в бюджет	12 529 371	12 529 371	12 529 371
3 Сальдо потока от деятельности по производству и сбыту продукции	5 735 188	5 735 188	5 735 188
ИНВЕСТИЦИОННАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ			
4 Приток средств	6 806 216	0	0
в том числе:			
4.1 Собственные денежные средства	6 806 216	0	0
5 Отток средств	6 806 216	0	0
6 Сальдо потока от инвестиционной деятельности	0	0	0
ФИНАНСОВАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ			
7 Приток средств, всего	0	0	0
7.1 Кредиты, всего	0	0	0

Продолжение таблицы 5.13

1	2	3	4
8 Отток средств, всего	0	0	0
8.1 Погашение основного долга по коммерческому кредиту	0	0	0
8.2 Уплата процентов за предоставленные средства	0	0	0
9 Сальдо потока по финансовой деятельности (7-8)	0	0	0
10 Общее сальдо потока по всем видам деятельности	5 735 188	5 735 188	5 735 188
11 Чистый доход	5 735 188	5 735 188	5 735 188
12 Инвестиции	-6 806 216		
13 Ставка дисконтирования	0,16		
14 Коэффициенты дисконтирования	0,86	0,74	0,64
15 Приведенный эффект (11*14)	4 944 128	4 262 179	3 674 292
16 Сумма приведенных эффектов	12 880 599		
17 Чистый дисконтированный доход (ЧДД)	6 074 383		
18 Индекс доходности (ИД)	1,9		

Определение срока окупаемости:

В первый год окупается 4 944 128 руб.

Во второй год необходимо окупить 6 806 216 руб. - 4 944 128 руб. =
= 1 862 088 руб.

Эта сумма окупится за = 1 862 088 руб./ 4 262 179 руб. = 0,4 года.

Срок окупаемости 1 год 4 месяца.

Для оценки устойчивости проекта проведем анализ безубыточности. Исходные данные для расчета безубыточного объема продаж представлены в таблице 5.14.

Таблица 5.14 – Исходные данные для расчета точки безубыточности

Показатели	На единицу продукции, руб.	На весь объем выпуска, руб.
цена (без НДС)	2 903 739	52 267 295
переменные расходы на 1 изд.	2 322 991	41 813 836
постоянные расходы на 1 изд.	16 904	304 280
себестоимость одного изд.	2 339 895	42 118 116

Точка безубыточности = постоянные затраты на весь выпуск / (цена – переменные затраты на единицу продукции) = 304 280 / (2903739 – 2322 991) ≈ 1 шт.

Построим график точки безубыточности (рисунок 5.1).

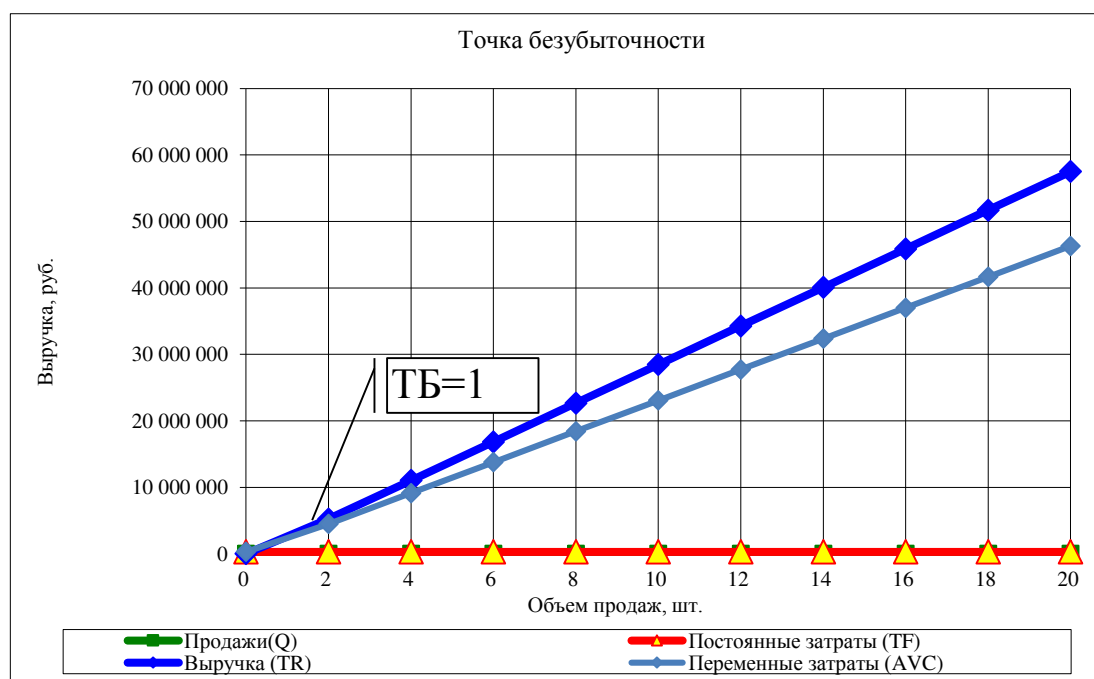


Рисунок 5.1 – График точки безубыточности

Выводы по разделу пять

Таким образом, сальдо по всем видам деятельности положительное на каждом шаге расчета, чистый дисконтированный доход положительный, индекс доходности превышает 1, срок окупаемости в пределах горизонта расчета, можно сделать вывод об эффективности и окупаемости инвестиционного проекта и рекомендовать его к реализации.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		104

6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Увеличение выпуска автомобилей и улучшение их эксплуатационных свойств приводят к повышению скорости и интенсивности движения, плотности транспортных потоков, увеличению числа водителей вообще и имеющих малый опыт вождения автомобиля в том числе. Таким образом, наряду с бесспорными преимуществами автомобилизации страны возникает возможность увеличения человеческих и материальных потерь, связанных с автомобилями.

Автомобили, широко используемые во всех областях народного хозяйства, выполняют значительную часть транспортных работ. Основными их преимуществами являются большая мобильность, возможность непосредственной доставки грузов и пассажиров «от двери к двери», приспособленность к транспортировке грузов с различными размерами и массой, возможность организации перевозок в короткие сроки. Эти преимущества обеспечили широкое применение автомобильного транспорта во всем мире и неуклонный рост парка подвижного состава [16].

Для удобства изучения отдельных аспектов безопасности ее делят на активную, пассивную, послеаварийную и экологическую.

Активная безопасность автомобиля – свойство автомобиля предотвращать дорожно-транспортное происшествие. Активная безопасность проявляется в период, соответствующий начальной фазе ДТП, когда водитель в состоянии изменить характер движения автомобиля.

Пассивная безопасность автомобиля – свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП. Пассивная безопасность проявляется в период, когда водитель, несмотря на принятые меры безопасности, не может изменить характер движения автомобиля и предотвратить ДТП. Различают внутреннюю пассивную безопасность, снижающую травматизм пассажиров, водителя и обеспечивающую сохранность грузов, перевозимых автомобилем, и внешнюю

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		105

безопасность, которая уменьшает возможность нанесения повреждений другим участникам движения.

Послеаварийная безопасность автомобиля – свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП после его остановки. Это свойство характеризуется возможностью быстро ликвидировать последствия происшествия и предотвращать возникновение новых аварийных ситуаций.

Экологическая безопасность автомобиля – свойство автомобиля, позволяющее уменьшать вред, наносимый участникам движения и окружающей среде в процессе его нормальной эксплуатации. Таким образом, экологическая безопасность, проявляющаяся во время повседневной работы автомобиля, коренным образом отличается от перечисленных выше видов безопасности, которые выявляются лишь при ДТП [16].

Рассмотрим подробнее виды безопасности автомобиля. Автомобиль должен быть безопасным в любое время, при любой погоде, в любых дорожных ситуациях. Выполнить такое требование чрезвычайно трудно, так как безопасность автомобиля зависит от многих причин. Каждый работник автомобильного транспорта должен уметь, хотя бы приблизительно, оценивать конструктивную безопасность автомобиля, знать конструктивные возможности автомобилей основных марок.

Для обеспечения безопасности дорожного движения все транспортные средства, допускаемые к эксплуатации на дорогах общего пользования, должны удовлетворять требованиям, ограничивающим их размеры и массу. Геометрические параметры автомобиля имеют большое значение для формирования транспортного потока по ширине и длине, а также для его безопасности. При движении автомобиль подвергается воздействию различных случайных возмущений, стремящихся изменить характер движения. Масса транспортного средства для безопасности транспортного средства имеет косвенное значение. Ее влияние в основном сказывается на сроках службы дорожного покрытия.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		106

Безопасность движения во многом зависит от количества и качества воспринимаемой водителем информации. Информативность – это свойство автомобиля обеспечивать участников движения информацией, необходимой для динамического функционирования системы водитель – автомобиль – дорога. Информативность является одним из эксплуатационных свойств автомобиля, определяющих его безопасность.

Внешней визуальной информативностью обладают кузов автомобиля, световозвращатели, система автономного освещения и система внешней световой сигнализации.

Наиболее эффективным и экономичным средством увеличения информативности автомобилей на дороге в темное время суток является оснащение их специальными световозвращающими знаками, размещенными по контуру или спереди, сзади и сбоку корпуса автомобиля. Световозвращающие опознавательные знаки – это устройства световой сигнализации, состоящие из оптически плотных прозрачных катодиоптров. Световозвращатели согласно ГОСТ 8769-75 и рекомендации ISO – R – 303 предназначены для обозначения габаритов автомобилей в темное время суток путем отражения света, излучаемого источником, находящимся вне этого транспортного средства. Для автомобиля обязательно наличие двух задних красных светоотражающих приспособлений. У транспортных средств длиной свыше 8 м, а также у прицепов и полуприцепов на боковых поверхностях устанавливаются дополнительно по два световозвращателя оранжевого цвета.

В темное время при слабом освещении дорог и неумелом пользовании светом фар значительно усложняется работа водителя. Многообразие типов, фар, отсутствие единства в требованиях к светораспределению несогласованность рекомендаций по комплектованию автомобилей фарами и их использованию в зависимости от типа и назначения автомобиля и эксплуатационных условий – все это отрицательно сказывается на безопасности движения.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						107
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

Сигнальные фонари предоставляют информацию, адресованную всем участникам движения, которая должна быть сформирована таким образом, чтобы ее обнаружение, опознавание и истолкование были однозначны. Кроме того, каждый участник движения должен обнаружить, осознать и правильно истолковать исходную информацию в период времени, достаточный для принятия решения и совершения ответного действия, т. е. передаваемая с помощью светосигнальных приборов информация должна отвечать следующим требованиям: надежно восприниматься в любое время суток и при любых метеорологических условиях; быть понятной для всех участников движения, включая и пешеходов; полностью исключать двойственное толкование; быть надежной.

В настоящее время установлен минимальный комплект обязательных для каждого транспортного средства светосигнальных приборов: указатели поворотов, сигнал торможения, габаритные огни, фонарь освещения номерного знака. Число, расположение, цвет и видимость сигналов регламентируются международным документом ISO – R – 303, в России ГОСТ 8769-75.

Ночью при ближнем свете фар водитель различает препятствие на дистанции, не превышающей 30 м. А это значит, что, двигаясь со скоростью 80 – 90 км/час, водителю для принятия решения отпущено не более 1,5 секунд. По правилам ЕЭК ООН рекомендуется маркировать грузовой автотранспорт высокоинтенсивной светоотражающей пленкой алмазного типа. По данным статистики маркированные автомобили, в ночное время попадают в аварии на 40% реже, чем обыкновенные автомобили. Вот почему с 1 января 2000 года начали действовать российские стандарты, предписывающие уже в 2000 году маркировать контуры грузовиков с полной массой свыше 12 т, прицепов и полуприцепов с полной массой свыше 3,5 т., а с 1 июня 2002 года требования стандартов распространяются на грузовые транспортные средства и автобусы с полной массой от 3,5 т. Дело в том, что маркированный автомобиль уверенно различим на дистанции до 1000 м, а следовательно, у водителя при движении

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						108
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

со скоростью 80...90 км/час имеется в запасе не менее 40 секунд для принятия решения и совершения необходимого маневра. Особенностью пленки является то, что высокая интенсивность светоотражения сохраняется даже при очень больших углах отклонения от падающего света. К устройствам внутренней визуальной информативности относятся панель приборов и устройства, улучшающие обзорность автомобиля. Панель приборов, как средство отображения информации, в наибольшей степени определяет внутреннюю визуальную информативность автомобиля.

Панель приборов состоит из различных информационных индикаторов, которые должны снабжать водителя информацией о состоянии систем и агрегатов, о течении процессов в них, о скорости движения автомобиля в форме, пригодной для восприятия. Основные требования к компоновке панели приборов – сокращение времени восприятия водителем показаний приборов и сигнализаторов при условии получения информации в достаточном объеме.

Рациональная организация рабочего места имеет большое значение для безопасности движения, повышения производительности труда и сохранения здоровья водителя. Травмобезопасность рабочего места обеспечивается применением ряда конструктивных решений, касающихся органов управления, щитка приборов и ряда других деталей и устройств, составляющих интерьер автомобиля. Большое значение имеет микроклимат рабочего места водителя, определяемый совокупностью температуры, влажности и подвижности воздуха. Наиболее благоприятная температура 18-24°C. В случае повышения или понижения температуры в кабине автомобиля возрастает степень утомляемости водителя. Для большинства людей нормальная относительная влажность находится в пределах 30-70 %. Рекомендуемая скорость движения воздуха в кабине и салоне автомобиля не должна превышать 1 м/с.

К этой же категории можно отнести и требования к электрооборудованию. Техническое состояние электрооборудования должно обеспечивать пуск

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		109

двигателя при помощи стартера, безотказную работу приборов освещения, сигнализации и электрических контрольных приборов.

Изучение статистических данных по аварийности показывает, что с ростом автомобильного парка и интенсивности движения уменьшается относительное число наездов на пешеходов и возрастает количество столкновений, опрокидываний и наездов автомобилей на неподвижное препятствие. Одновременно возрастает значение внутренней пассивной безопасности.

Источниками травм водителя наиболее часто являются рулевая колонка, рулевое колесо и панель приборов. Кнопки и рычаги управления, пепельницы обычно не наносят серьезных ранений. Однако при ударе о них головой у водителя и пассажира может быть повреждено лицо. По действующим правилам жизнь водителя и пассажиров должна быть сохранена при наезде автомобиля на неподвижное препятствие со скоростью 14 м/с; во время столкновения автомобилей при скорости 19,4 м/с; при боковом ударе со скоростью 9 м/с; во время двух- или трехкратного переворачивания автомобиля с начальной скоростью 14 м/с для выполнения указанных требований вокруг человека, сидящего в автомобиле, создают защитную зону, внутрь которой не должны проникать детали автомобиля при авариях. Детали автомобиля, ограничивающие жизненное пространство, должны быть без острых граней и углов, выступающие части (кнопки, выключатели, ручки) должны быть утоплены и покрыты мягкой обивкой.

Рычаги, переключатели и кнопки, расположенные на панели приборов в зоне возможного удара о них водителя и пассажиров и выступающие над поверхностью панели на 3-9,5 мм, должны иметь головку площадью не менее 200 мм с радиусом закругления краев не менее 2,5 мм. Детали, выступающие над панелью более чем на 9,5 мм, должны под действием горизонтального усилия 390 Н, направленного вперед, утапливаться, отсоединяться или обламываться. Большое количество травм и смертельных исходов во время ДТП связано с ветровым стеклом. Стекла должны быть упругими и амортизировать при ударе, чтобы исключить повреждения костей черепа. При

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		110

разбивании стекол они не должны образовывать осколков с острыми углами и гранями. Которые могут причинить порезы. В настоящее время применяют стекла двух видов: однослойные закаленные и трехслойные (триплекс).

В процессе ДТП должна быть обеспечена сохранность, как самого автомобиля, так и окружающих предметов. При столкновениях и наездах внешнюю пассивную безопасность обеспечивают прежде всего бамперы.

К элементам послеаварийной безопасности автомобиля относятся конструктивные мероприятия и дополнительные приборы, предотвращающие возникновение опасных явлений, возникающих в результате ДТП. К элементам послеаварийной безопасности можно отнести и средства оказания пострадавшим медицинской помощи.

Опасными явлениями, которые могут возникнуть в результате ДТП, следует считать пожар, заклинивание дверей, заполнение водой салона автомобиля, если он затонул.

Требования к пожарной безопасности автомобиля и соответствующими элементами его конструкции регламентируются правилами. Правилами предусматриваются требования к прокладке топливопроводов, установки топливного бака, автоматической системы пожаротушения, электропроводки и т.п.

При эксплуатации и ремонте автомобиля следует соблюдать общие правила безопасности, выполнять требования, указанные в руководстве по эксплуатации автомобиля и его агрегатов. Необходимо вовремя и в полном объеме производить техническое обслуживание автомобиля и его агрегатов. При обслуживании автомобиля необходимо:

- перед началом работы нужно убедиться в исправности автомобиля и его сцепных устройств;
- обслуживать и ремонтировать автомобиль на горизонтальной площадке. Автомобиль затормозить стояночным тормозом, аккумуляторные батареи отсоединить выключателем, подачу топлива отключить (вытянуть

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		111

- сцеплять и расцеплять прицеп на ровной горизонтальной площадке;
- при работе с лебедкой не стоять перед перемещаемым грузом, а также вблизи натянутого троса; не допускать перегибов и образования узлов на тросе, что приводит к его повреждению и обрыву. При протягивании троса через дорогу выставлять охрану и поставить знаки, запрещающие проезд;
- сварочные работы на автомобиле выполнять с соблюдением мер пожарной безопасности. Массовый провод сварочного аппарата присоединять вблизи от места сварки;
- при установке на автомобиль противоугонного устройства запрещается вынимать ключ из замка зажигания, т. к. это приводит к потере управляемости автомобиля из-за блокировки рулевого вала;
- проверить, нет ли наружных повреждений. При обнаружении их необходимо устранить;
- проверить надёжность действия замков дверей;
- проверить наличие, комплектность, укладку и закрепление принадлежностей в инструментальных ящиках и отдельно размещённых огнетушителей, запасного колеса и др.;
- проверить отсутствие подсосов топлива и жидкости в трубопроводах системы отопления [17].

Во избежание перегрузки передних мостов при перевозке тяжелых малогабаритных грузов, следует размещать груз в геометрическом центре платформы.

Не нагружать автомобиль сверх установленной нормы, это влияет на безопасность и ресурс автомобиля. Следить за равномерным распределением груза в платформе.

Не допускается загрузка крупными смерзшимися глыбами. При загрузке перемещать ковш экскаватора как можно ниже над платформой.

Автомобиль предназначен для перевозки сыпучих и навалочных грузов. Запрещается перевозить скальные породы, бутовый камень, булыжник.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						113
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

В случае зависания груза следует плавно опустить платформу, регулируя скорость опускания путем неполного выключения сцепления. Выключив механизм подъема платформы, принять меры к разгрузке автомобиля подручными средствами.

При эксплуатации автомобиля:

- не допускается движение автомобиля с поднятой платформой;
- следует разгружать платформу на твердой горизонтальной площадке, ссыпать груз полностью. При появлении признаков потери боковой устойчивости прекратить разгрузку;

При эксплуатации не допускается: ускорять разгрузку резкими нажатиями на педаль управления подачей топлива, двигаться, в том числе и посредством буксировки с частично или полностью поднятой платформой, поднимать платформу на ходу, а также нагружать не полностью опустившуюся платформу.

После частичной разгрузки платформа должна быть опущена.

Для исключения поломки механизма автоматического открывания и закрывания запоров заднего борта автомобиля после каждой разгрузки перед опусканием платформы необходимо проверить отсутствие посторонних предметов между задним бортом и торцом платформы.

После транспортных переездов транспортное средство должно быть очищено от грязи и вымыто. Запрещается мыть и протирать изделия с применением ацетона, бензина, керосина и других аналогичных жидкостей. Необходимо проверить состояние окраски наружной облицовки кузова и при необходимости произвести подкраску.

Сварочные работы по устранению неисправностей автомобиля необходимо проводить в специально отведённых для этого местах с соблюдением необходимых мер безопасности. При этом электрооборудование автомобиля должно быть отсоединено от источника питания.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		114

Все работы по техническому обслуживанию и ремонту автомобиля и его агрегатов должны производиться в перчатках и исправным инструментом. При обнаружении поломок или дефектов инструмента его необходимо заменить [17].

Требования безопасности при работах, связанных с подъемом и опусканием кабины.

- 1) Перед опрокидыванием кабины поставить автомобиль на горизонтальную площадку, затормозить стояночной тормозной системой, подложить противооткатные упоры под колеса, установить рычаг переключения передач в нейтральное положение, открыть облицовку кабины и закрыть двери.
- 2) Запрещается опрокидывать кабину при работающем двигателе.
- 3) Опрокидывание производить до полного вытягивания гидроцилиндра опрокидывания кабины.
- 4) Запрещается производить обслуживание агрегатов и систем двигателя и автомобиля при не полностью опрокинутой кабине.
- 5) Запрещается стоять перед автомобилем под опрокинутой кабиной.

Вывод по разделу шесть

При проектировании автомобиля предусмотрены все необходимые мероприятия по обеспечению активной, пассивной и послеаварийной безопасности. Все мероприятия по безопасности изложены в Технических требованиях к автомобилю.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		115

7 ГРАЖДАНСКАЯ ОБОРОНА

При разработке и проектировании новых моделей автомобилей в современных условиях большое внимание уделяется вопросу использования их в составе подразделения гражданской обороны.

Проектируемый автомобиль по техническим характеристикам даёт возможность использовать его в данных условиях и целях.

В случае военных действий возможен выход из строя электростанций, линий электропередачи, железнодорожных магистралей, что скажется на пропускной способности автомагистралей. Поэтому автомобиль может оказаться единственным видом транспорта, который будет способен доставить специальное оборудование к местам назначения. Особенно это касается автомобилей высокой грузоподъёмности и проходимости. Автомобиль может передвигаться в условиях бездорожья в обход автомагистралей, по снежной целине с глубиной снежного покрова до 300 мм, преодолевать водные преграды глубиной до 1,5 м. Наличие автоматического трансформатора вращающего момента вместо традиционной классической ступенчатой коробки передач уменьшает вероятность поражения автомобилей тактическими ракетами класса «воздух – земля».

Цельнометаллическая кабина расположенная высоко от поверхности земли, предохраняет водителя и пассажиров от воздействия радиационного облучения и проникновения радиационной пыли в кабину автомобиля.

Проектируемый автомобиль снабжён двигателем достаточной мощности. Это позволит, в сочетании со специальным навесным оборудованием, использовать его при проведении различных спасательных работ: расчистке завалов, вскрытии заваленных сооружений, буксировании повреждённой техники.

При использовании автомобиля в условиях гражданской обороны он должен доукомплектовываться специальными мощными установками для проведения дезактивации, аптечкой для оказания первой медицинской

					23.05.01.2018.359 ПЗ	Лист
						116
Изм.	Лист	№ Докум.	Подпись	Дата		

помощи, а также герметичным бачком для хранения запаса питьевой воды. На автомобильных фарах должны устанавливаться светомаскировочные устройства (щитки затемнения). Каждый автомобиль укомплектовывается шанцевым инструментом.

Автомобиль может быть переоборудован для перевозки специальных грузов подразделений гражданской обороны, эвакуации имущества населения.

Вывод по разделу семь

Разрабатываемый грузовой автомобиль в полной мере может быть использован для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций техногенного характера.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						117
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломной работе проведена разработка 8-ми ступенчатой коробки передач в сборе с раздаточной коробкой с системой автоматизированного управления для перспективного автомобиля Урал грузоподъемностью 20 тонн. Кинематическая схема и конструкция коробки передач разработана на основе анализа существующих конструкций отечественных и зарубежных коробок передач и раздаточных коробок.

Существенным преимуществом разработанной трансмиссии является применение автоматизированного управления, которое в сочетании с плотным рядом передаточных чисел обеспечивает значительное улучшение использования мощности двигателя за счет сокращения времени переключения, а также обеспечивает простоту и удобство управления в сочетании с отсутствием необходимости приложения сколь-либо существенных усилий при переключении передач.

В дипломной работе проведены тягово-динамический и топливно-экономический расчеты автомобиля, прочностные расчеты деталей коробки передач, а также разработан техпроцесс изготовления вала привода передних мостов раздаточного модуля.

Экономический анализ показал, что чистый дисконтированный доход положительный, индекс доходности превышает 1, срок окупаемости в пределах горизонта расчета и составил 1 год 4 месяца.

На основании вышеизложенного можно заключить, что предлагаемая модернизация автомобиля является технически и экономически обоснованной.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		118

14. Болотовский, И.А. Справочник по корригированию зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1967.
15. Ачеркан, Н.С. Справочник металлиста, 2 том. – М.: Машиностроение, 1965.
16. Бухарин, Н.А. Автомобили. – Л.: Машиностроение, 1973.
17. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя, 2 том. – М.: Машиностроение, 2001.
18. Скороходов, Е.А. Общетехнический справочник. – М.: Машиностроение, 1982.
19. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи. – М.: Машиностроение, 1966.
20. Суворов, С.Г. Машиностроительное черчение в вопросах и ответах: Справочник – 2-е изд., исправл. и доп. / Суворов С.Г, Суворова Н.С. – М.: Машиностроение, 1992. – 368 с.
21. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 52 с.
22. ЕСКД. Общие правила выполнения чертежей: Сб. стандартов. – М.: Изд-во стандартов, 1988.
23. 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. – 56 с.

					23.05.01.2018.359 ПЗ	<i>Лист</i>
						120
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ Докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		