

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация: «Автомобили и тракторы»

Кафедра: «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

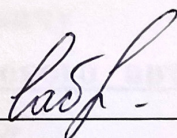
ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на соискание квалификации (степени) «специалист»

Тема: «Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с
разработкой тормозного управления»

Шифр ВКР .23.05.01.121.20.ТУ 00.00.00. ПЗ

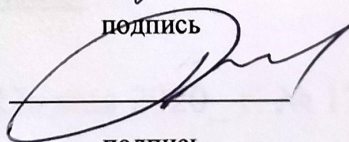
Студент С251-07 группы



Саби́ров Б.М.

Ф.И.О.

Руководитель доцент



Хафизов Р.Н.

Ф.И.О.

ученое звание

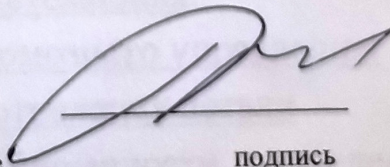
подпись

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите (протокол №11 от
17.06.2020 г.)

И. о. зав. кафедрой

доцент

ученое звание



подпись

Хафизов Р.Н.

Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация: «Автомобили и тракторы»

Кафедра: «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

«УТВЕРЖДАЮ»

И. о. зав. кафедрой

/Хафизов Р.Н./

« 12 » марта 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту: Сабирову Булату Маратовичу

Тема ВКР: «Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с разработкой тормозного управления»

утверждена приказом по вузу от «22» мая 2020 г. № 178

2. Срок сдачи студентом законченной ВКР 15.06.2020

3. Техническое задание на ВКР _____

- Разработать грузовой автомобиль для выполнения грузоперевозок.
- Тип ходовой части – 6к4,
- Произвести тяговый расчет автомобиля.
- Разработать конструкцию тормозного управления.
- Разработать технологию изготовления детали
- Разработать мероприятия безопасности жизнедеятельности и охраны окружающей среды.
- Произвести экономическое обоснование.

4. Перечень подлежащих разработке вопросов: 1. Тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля; 2. Эскизная компоновка проектируемого автомобиля; 3. Конструкторская часть; 4. Технологическая часть; 5. Разработка мероприятий по безопасности жизнедеятельности; 6. Разработка

мероприятий по экологической защите окружающей среды; 7. Экономическое обоснование ВКР.

5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей): Лист 1 – Тягово-скоростные свойства автомобиля; Лист 2 – Эскизная компоновка проектируемого автомобиля; Лист 3 – Технокарта изготовления детали; Лист 4 – Схема пневмоприводов тормозов; Лист 5 – Анализ существующих конструкций; Лист 6 – Маршрутная карта сборки барабана; Лист 7 – Тормозной механизм сборочный чертеж; Лист 8 – Детализовка конструкции; Лист 9 – Технико-экономические показатели проекта.

6. Консультанты по ВКР

Раздел (подраздел)	Консультант
Технология изготовления детали	Марданов Р.Х.
Безопасность жизнедеятельности	Гаязиев И.Н.
Экология и охрана окружающей среды	Гаязиев И.Н.

7. Дата выдачи задания _____ 12.03.2020 _____

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов ВКР	Срок выполнения	Примечание
1	Тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля	20.04.2020	
2	Эскизная компоновка проектируемого автомобиля	27.04.2020	
3	Конструкторская часть	12.05.2020	
4	Технологическая часть	17.05.2020	
5	Безопасность жизнедеятельности и охрана труда	25.05.2020	
6	Разработка мероприятий по экологической защите окружающей среды	01.06.2020	
7	Экономическое обоснование ВКР	10.06.2020	

Студент _____

Руководитель ВКР _____

(Сабилов Б.М.)

(Хафизов Р.Н.)

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Сабирова Б.М. «Проектирование грузового автомобиля категории N₃ с разработкой тормозного управления».

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 96 страницах машинописного текста и графической части на 9 листах. Записка состоит из введения, 7 разделов, вывода и включает 17 рисунков и 9 таблиц. Список используемой литературы содержит 23 наименований.

В первом разделе представлен тяговый и динамический расчет грузового автомобиля. Определены основные параметры проектируемого автомобиля.

Во втором разделе приведена эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля.

В третьем разделе приведено описание проектируемой конструкции, проведены конструктивные расчеты.

В четвертом разделе представлены технологические расчеты по изготовлению детали шпундера.

В пятом разделе рассмотрены мероприятия по безопасности жизнедеятельности.

В шестом разделе рассмотрены вопросы охраны окружающей среды.

В седьмом разделе представлено экономическая эффективность проекта.

Пояснительная записка также содержит заключение, список использованной литературы и спецификации.

ABSTRACT

For the final qualifying work Sabirova B.M. "Designing a truck category N3 c development of brake control."

The final qualifying work consists of an explanatory note on 96 pages of typewritten text and a graphic part on 9 sheets. The note consists of an introduction, 7 sections, conclusion and includes 17 figures and 9 tables. The list of used literature contains 23 items.

The first section presents the traction and dynamic calculation of the truck. The main parameters of the designed car are determined.

The second section provides a sketch layout of the designed truck.

The third section provides a description of the design, carried out structural calculations.

The fourth section presents the technological calculations for the manufacture of fittings.

The fifth section describes the measures for the safety of life.

The sixth section deals with environmental issues.

The seventh section presents the economic efficiency of the project.

The explanatory note also contains a conclusion, a list of references and specifications.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	10
1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета.....	10
1.2 Расчет параметров двигателя.....	12
1.3 Расчет параметров трансмиссии.....	18
1.4 Определение оценочных параметров тягово-скоростных свойств.....	22
1.5 Определение номинальной мощности двигателя.....	34
2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	42
3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	47
3.1 Обзор и анализ выполненных конструкторских решений...	47
3.2 Описание принципа работы выбранного узла.....	50
3.3 Обоснование принятых решений.....	52
3.4 Анализ напряжений распорной планки.....	53
3.5 Исследование показателей разработанной системы.....	53
3.5.1 Моделирование тормозного режима качения колеса.....	53
3.6 Расчеты подтверждающие работоспособность конструкции..	55
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	61
4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали.....	61
4.2 Качественная технологичность детали	62
4.3 Выбор вида заготовки.....	63
4.3.1 Расчет припусков на заготовку.....	63
4.3.2 Расчет припусков на длину детали.....	67
4.4 Определение минимального расчетного значения детали...	69

4.5 Выбор оборудования.....	69
4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.....	70
5 РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА ПРОИЗВОДСТВЕ.....	72
5.1 Анализ условий труда на тракторе	72
5.2 Расчёт вентиляции кабины проектируемого трактора.....	73
5.3 Противопожарная безопасность.....	74
5.4 Безопасность при использовании конструкции.....	77
5.5 Физическая культура на производстве.....	80
6. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....	81
7 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР.....	84
7.1 Расчёт производительности	
7.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности.....	88
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	90
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	91
СПЕЦИФИКАЦИЯ.....	94

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт – неотъемлемая составная часть единой транспортной системы любой страны. Эту систему образуют железнодорожный, морской, речной и другие виды транспорта. И в России жизнь немыслима без использования автотранспорта, равно как и в любой другой стране. Однако состояние и рост автотранспорта неразрывно связано с развитием автомобильной промышленности.

Доля грузооборота, обслуживаемого АТ в мире, увеличилась с 50,8 до 70,6%; при этом доля грузооборота железнодорожного транспорта, как основного конкурента АТ, сократилась с 27,8 до 13,8% по итогам 2002 г. Сокращение доли обслуживаемого грузооборота произошло и по другим видам транспорта. Приоритетную роль АТ сохраняет и по видам перевозок в странах Европейского Союза. В общем объеме перевозок грузов в мире, осуществляемых всеми видами транспорта, доля АТ составляет 54,6%, а в перевозках пассажиров – 52,7%.

Барabanные тормоза используются на многих грузовых автомобилях, реже — легковых машинах и мотовездеходах. Главное преимущество барабанного тормозного механизма — в том, что его мощность (определяемую площадью пятна контакта колодок с поверхностью барабана) можно очень легко повышать за счёт увеличения как диаметра барабана, так и его ширины (в то время, как дискового — только за счёт увеличения диаметра диска, который в большинстве случаев ограничен размером обода колеса, внутри которого тормозной диск установлен). Это позволяет даже при не слишком высокой удельной эффективности (тормозное усилие на единицу площади колодок) достичь очень высоких абсолютных значений тормозного усилия, необходимых для замедления и остановки тяжёлого транспорта, вроде грузовиков или автобусов. Барабанный механизм сравнительно хорошо защищён от попадания воды и пыли, его колодки намного меньше изнашиваются на запылённой или грунтовой дороге, чем

открыто установленные колодки дискового механизма, что делает его более долговечным и вообще более подходящим для плохих дорожных условий. Использование барабанных тормозов упрощает оснащение автомобиля стояночным тормозом. Барабанные тормоза не выделяют много тепла, что делает возможным применение сравнительно дешёвых, безопасных в обращении и не гигроскопичных тормозных жидкостей на масло-спиртовой основе (ЭСК, БСК и подобные), имеющие низкую температуру кипения.

1 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета

Полная масса автомобиля и распределение ее по осям

Полную массу одиночного автомобиля можно оценить по формуле:

Для грузовых автомобилей [1]:

$$M_{\text{полн}} = M_{\text{снар}} + m_{\text{вод}} + m_{\text{баг}} \cdot n \quad (1.1)$$

где $M_{\text{полн}}$ — полная масса автомобиля, кг; $M_{\text{снар}}$ — снаряженная масса автомобиля (оценивается по данным литературных источников), кг; $m_{\text{вод}}$ — масса водителя или пассажира (принимается равной 75), кг; $m_{\text{баг}}$ — масса багажа водителя или пассажира (100), кг; n — число мест для сидения пассажиров (для пассажирских грузопассажирских автомобилей в задании на курсовой проект).

кг

Типоразмер шин и радиусы колес

Выбор пневматических шин производится по наиболее нагруженным колесам автомобиля с учетом номенклатуры шин, выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью.

Динамический радиус колес автомобиля-прототипа в первом приближении принимается равным статическому радиусу, который приводится в ГОСТах на пневматические шины.

При отсутствии данных по статическому радиусу для тороидных шин пользуются соотношением [1,6,21]:

$$r_{\text{дин}} = r_{\text{стат}} \quad (1.2)$$

где r_d – динамический радиус колеса, м; d – диаметр обода колеса (определяется из обозначения шины), м; δ – относительная радиальная деформация профиля (принимается 0,01).

Нагрузка на одно колесо:

$$F = \frac{G}{n}, \quad (1.3)$$

Из таблицы выбираем δ равным 0,01 м

Коэффициент полезного действия трансмиссии

Коэффициент полезного действия трансмиссии (КПД) характеризует потери мощности при ее передачи механизмами трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес.

КПД механической трансмиссии равен произведению коэффициентов полезного действия входящих в трансмиссию механизмов, т.е. [6].

$$(1.4)$$

где η_{tr} – КПД трансмиссии; η_{kp} – КПД коробки передач (принимается 0,95); η_{gp} – КПД главной передачи (принимается 0,95).

Коэффициент обтекаемости и площадь лобового сопротивления

Коэффициент обтекаемости C_x равен силе сопротивления воздуха, действующей на 1 лобовой площади грузового автомобиля при скорости движения 1 м/с.

Коэффициент обтекаемости зависит от формы кузова и угла натекания потока воздуха; определяется экспериментально продувкой натуральных образцов или моделей автомобилей в аэродинамических трубах.

В проектных расчетах при отсутствии экспериментальных данных значения коэффициента обтекаемости выбирают из диапазонов, характерных для современных автомобилей определенного типа и значения.

Грузовой автомобиль

Площадь лобового сопротивления равна площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси. В проектных расчетах площадь лобового сопротивления определяют приближенно по выражению

$$(1.5)$$

где S_x – площадь лобового сопротивления, m^2 ; B – наибольшая ширина автомобиля (определяют по компоновочной схеме автомобиля-прототипа), м; H – наибольшая высота автомобиля (определяют по компоновочной схеме автомобиля-прототипа), м; K – коэффициент заполнения площади (для грузовых автомобилей принимается $K = 0.8$) [1].

1.2 Расчет параметров двигателя

Расчет параметров двигателя является одним из наиболее ответственных этапов тягового расчета, т.к. установка двигателя с избыточной или недостаточной мощностью приводит к снижению эффективности автомобильных перевозок.

Параметры двигателя определяют из условия обеспечения движения автомобиля с заданной максимальной скоростью по дороге с заданным коэффициентом суммарного сопротивления.

При расчете параметров двигателя необходимо выбрать и оценить:

- 1) частоту вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности n_{max} ;
- 2) коэффициенты приспособляемости по моменту K_M ($K_M = \frac{M_{max}}{M_{nom}}$) и по частоте вращения K_n ($K_n = \frac{n_{max}}{n_{nom}}$), где

, максимальный крутящий момент и соответствующая частота вращения, , крутящий момент при максимальной мощности и соответствующая частота вращения);

3) коэффициент отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя при движении автомобиля с максимальной скоростью к частоте вращения при максимальной мощности ;

4) коэффициент учета потерь мощности двигателя .

Значения частоты вращения и коэффициентов приспособляемости и выбирают из конструктивных соображений с учетом статистических данных по выпускаемым в нашей стране и за рубежом двигателям, близких по классу к двигателю автомобиля-прототипа.

Основным критерием правильности выбора частоты вращения проектируемого двигателя является соответствующая этой частоте средняя скорость поршня , которую подсчитывают по формуле:

$$\text{---} \quad (1.6)$$

где средняя скорость поршня, ; ход поршня (принимают равным или близким к ходу поршня двигателя автомобиля-прототипа), м; частота вращения двигателя при максимальной мощности, .

Подсчитанное значение средней скорости поршня должно находиться в пределах 9...11 для дизельных двигателей. Если значение выходит из указанных пределов, необходимо скорректировать значение частоты .

Диапазоны изменения коэффициентов приспособляемости и по типам современных двигателей составляют:

дизельные двигатели,

Отношение частот вращения двигателя при максимальной скорости и максимальной мощности (коэффициент $\eta_{\text{дв}}$) для современных двигателей изменяется в пределах [1,21]:

дизельные двигатели легковых и грузовых автомобилей

Коэффициент учета потерь мощности $\eta_{\text{прив}}$ отражает потери мощности на привод вспомогательного оборудования и потери, связанные с отличием условий работы двигателя на автомобиле от стендовых. Коэффициент изменяется в зависимости от условий эксплуатации и режима работы двигателя. В проектных расчетах можно принять

Мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля

Мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля определяется исходя из уравнения мощностного баланса по выражению

$$P_{\text{дв}} = \frac{m \cdot a + \sum R_{\text{ср}}}{\eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{прив}}} \quad (1.7)$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля, кВт; $v_{\text{макс}}$ – максимальная скорость движения автомобиля, км/ч; $\eta_{\text{дв}}$ – КПД трансмиссии; m – полная масса автомобиля, кг; a – ускорение свободного падения (9,81 м/с²); $\sum R_{\text{ср}}$ – коэффициент суммарного сопротивления дороги при движении автомобиля с максимальной скоростью; C_x – коэффициент обтекаемости, $F_{\text{л}}$ – площадь лобового сопротивления, м².

Максимальная мощность двигателя

Максимальная мощность двигателя определяется по формуле С.Р. Лейдермана:

$$\text{---} \quad (1.8)$$

где P_{max} – максимальная мощность двигателя, кВт; P_{maxv} – мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля, кВт; n_{maxv}/n_{max} – отношение частоты вращения двигателя при максимальной скорости к частоте при максимальной мощности; а, b, c – коэффициенты, значения которых зависят от типа и конструкции двигателя [1,6].

$$\text{---}$$

Максимальная мощность двигателя с учетом коэффициента коррекции $K_p=0,94$:

$$\text{---} \quad (1.9)$$

$$\text{---}$$

Коэффициенты а, b, c, подсчитываем по формулам А.С. Литвинова:

$$\text{---} \quad (1.10)$$

$$\text{---}$$

$$\text{---} \quad (1.11)$$

$$\text{---}$$

$$\text{---} \quad (1.12)$$

$$\text{---}$$

Внешняя скоростная характеристика

Внешняя скоростная характеристика является основой технического задания на проектирование нового двигателя. Расчет ее ведется по уравнениям вида:

(1.13)

(1.14)

где P_{eff} – текущее значение эффективной мощности двигателя, кВт;
 M – текущее значение крутящего момента двигателя, Н м;
 n – текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;
 P_{max} – максимальная эффективная мощность двигателя, кВт;
 n_{max} – частоты вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, об/мин;
 a, b, c – коэффициенты.

Задаваясь последовательно значениями частоты вращения от минимальной (принимают до максимальной (или) частоты с шагом , рассчитывают значение эффективной мощности и крутящего момента . Результаты вычислений заносим в таблицу.

Таблица 1.1 - Параметры внешней скоростной характеристики расчетного двигателя

параметр	n, об/мин										
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
P_{eff} , кВт	29.85	42.97	56.81	70.86	84.6	97.51	109.9	118.	126.5	130.1	131.6
M , Нм	475.5	513.3	542.6	563.6	577.1	582.6	578.7	567.3	547.3	519.73	483.63

Таблица 1.2 - Параметры внешней скоростной характеристики
выбранного двигателя

параметр	n _e , об/мин										
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
N _e , кВт	24,4	36,6	48,3	62,5	75,6	88,6	100	111	120	126	130
M _e , Нм	388	431	467	495	515	528	534	532	522	504	479

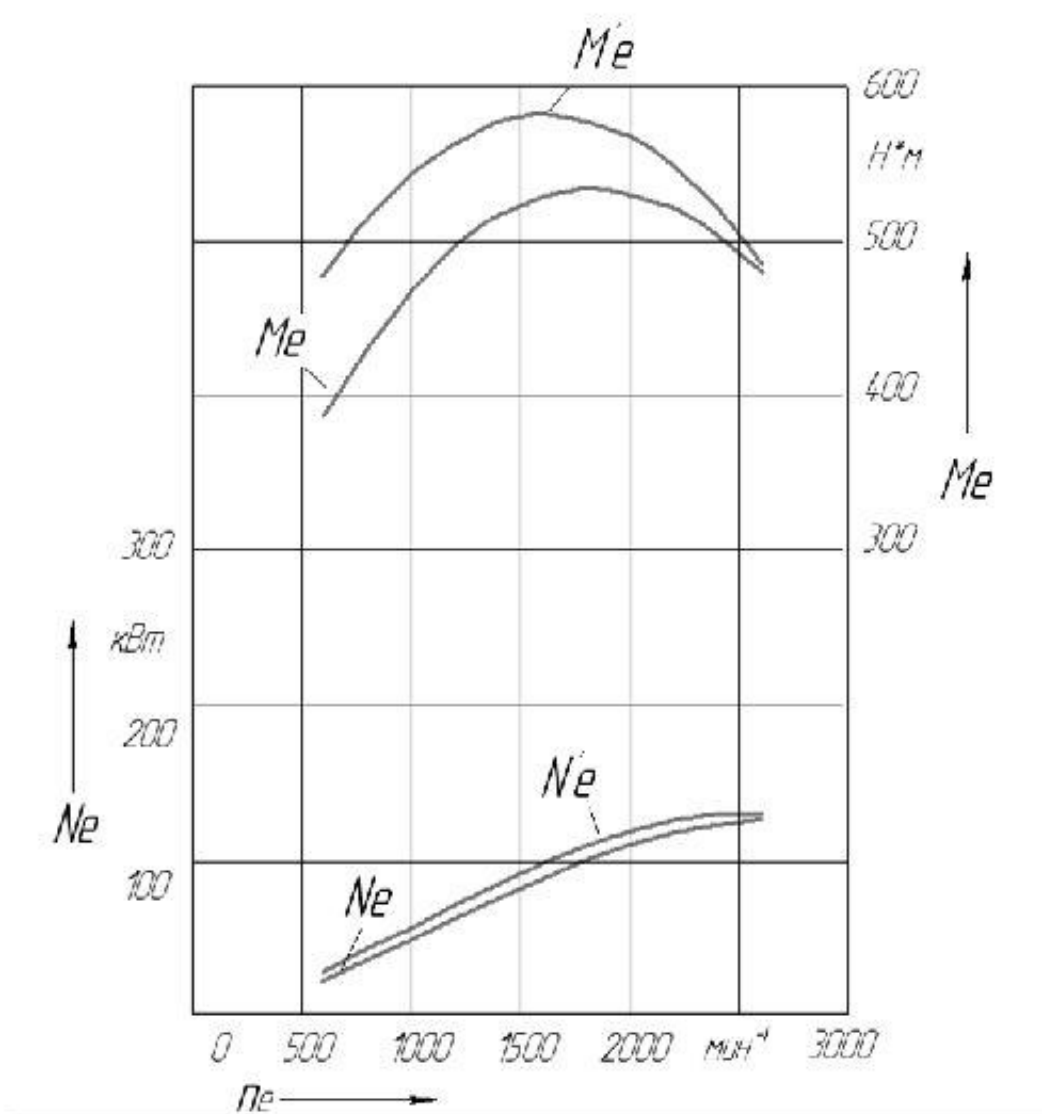


Рисунок 1.1 - Внешняя скоростная характеристика расчетного двигателя и
прототипа

1.3 Расчет параметров трансмиссии

Правильный расчет параметров трансмиссии автомобиля является необходимой предпосылкой получения высоких средних скоростей движения и хорошей топливной экономичности, обеспечивающих минимальные затраты на осуществление заданного объема автомобильных перевозок [1].

Параметры, выбираемые в ходе расчета трансмиссии

При расчете трансмиссии необходимо выбрать и оценить:

- 1) диапазон передаточных чисел коробки передач (КП) ;
- 2) количество ступеней в коробке передач m ;
- 3) передаточные числа высшей ступени в основной и дополнительной коробках передач .

Диапазон передаточных чисел (отношение передаточного числа низшей ступени в КП к передаточному числу высшей ступени) и количество ступеней являются основными характеристиками механических коробок передач. Эти параметры определяются типом, назначением, условиями эксплуатации и полной массой автомобилей, а также удельной мощностью устанавливаемых двигателей.

В большинстве случаев высшей ступенью в основной коробке передач является прямая передача. В этом случае . У некоторых автомобилей особо малого и малого класса, снабженных двухвальными коробками передач, передаточное число высшей ступени может быть как меньше единицы (обычно принимают , так и больше единицы (обычно принимают .

Передаточное число главной передачи

Передаточное число главной передачи определяется из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля на высшей ступени в коробке передач по формуле:

где $i_{\text{гп}}$ – передаточное число главной передачи; r_k – радиус качения колеса, м; $n_{\text{д}}$ – максимальное значение частоты вращения коленчатого вала двигателя ($n_{\text{д1}}$ или $n_{\text{д2}}$), мин^{-1} ; $i_{\text{вп}}$ – передаточное число высшей ступени в коробке передач; $v_{\text{гп}}$ – максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км/ч [1,6].

Для получения достаточного дорожного просвета и простой конструкции главной передачи не рекомендуется превышать следующие значения передаточного числа:

Грузовые автомобили грузоподъемностью свыше 8 т .

Передаточное число низшей ступени в коробке передач

Передаточное число низшей ступени в коробке передач определяется из условия обеспечения возможности движения автомобиля по дороге с заданным суммарным коэффициентом сопротивления. Формула для расчета передаточного числа выводится из уравнения силового баланса при установившемся движении и имеет вид:

где $i_{\text{лп}}$ – передаточное число низшей ступени в коробке передач; $\sum \phi$ – суммарный коэффициент сопротивления дороги (указывается в задании на курсовой проект); m – полная масса автомобиля, кг; a – ускорение свободного падения ($a = 9,81$), м/с^2 ; r_k – динамический радиус колеса, м; $M_{\text{д}}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; $i_{\text{гп}}$ – передаточное число главной передачи; $\eta_{\text{т}}$ – КПД трансмиссии.

Полученное значение передаточного числа низшей ступени в коробке передач проверяется по условиям сцепления ведущих колес с дорогой по формуле

$$\text{---} \quad (1.17)$$

где $i_{\text{н}}$ – передаточное число низшей ступени в коробке передач по условиям сцепления ведущих колес с дорогой; μ – коэффициент сцепления пневматических шин с дорогой (расчеты проводятся для условий движения по хорошему сухому шоссе при $\mu = 0,8$); $m_{\text{с}}$ – сцепная масса автомобиля, кг.

Сцепная масса определяется как масса, приходящаяся на колеса ведущих мостов автомобиля с учетом динамического распределения нагрузки:

Для автомобилей с задним расположением ведущих мостов

где $m_{\text{з}}$ – масса автомобиля, приходящаяся на задний мост, кг; δ – коэффициент динамического перераспределения нагрузки

$$\text{---}$$

Принимаем

Передаточные числа промежуточных ступеней в коробке передач

Передаточные числа промежуточных ступеней в коробке передач выбирают из условия обеспечения максимальной интенсивности разгона автомобиля, а также возможности длительного движения при повышенном сопротивлении дорог.

Для того чтобы в процессе разгона автомобиля двигатель работал с наибольшей средней мощностью, его частота вращения должна находиться в

диапазоне частот, близком к частоте максимальной мощности. Тогда передаточное число каждой последующей ступени получается из предыдущего умножением на постоянный множитель ряда геометрической прогрессии. Для i -й ступени в коробке передач имеем

$$(1.18)$$

где u_i передаточное число i -й ступени в коробке передач;
 u_1 передаточное число низшей ступени в коробке передач; u_n передаточное
число высшей ступени в коробке передач; n количество ступеней в
коробке передач.

$$u_i = u_1 \cdot q^{i-1}$$

Рассчитанный по геометрической прогрессии ряд передаточных чисел промежуточных ступеней коробки передач корректируется либо с помощью более точных методов расчета, либо по конструктивным соображениям с учетом статических данных по коробкам передач серийных автомобилей отечественного и зарубежного производства.

Таблица 1.3 - Параметры трансмиссий

Наименование параметра	Значение по прототипу	Значение по расчету
1	2	3
1. Передаточное число главной передачи	7,22	5,22
2. Диапазон передаточных чисел коробки передач, D_k	6.82	6.77

Продолжение таблицы 1.3

3.Количество передач,m	5	5
4.Передаточные числа коробки передач	7,82 4,04 2,53 1,53 1,00	7,77 4,65 2,78 1,67 1,00

1.4 Определение оценочных параметров тягово-скоростных свойств

1. максимальная скорость движения автомобиля
2. максимальное ускорение автомобиля на каждой передаче
3. максимальная тяговая сила
4. максимальный динамический радиус
5. максимальная тяговая сила
6. путь разгона автомобиля до заданной скорости
7. время разгона
8. скоростная характеристика «разгон-выбег»
- 9.

Алгоритм определения оценочных параметров

Уравнение силового и мощностного балансов определяются по формулам:

Уравнение движения автомобиля

$$F_{\text{тяги}} - F_{\text{сопр}} = m \cdot a \quad (1.19)$$

Уравнение силового баланса

Уравнение силового баланса по прямой

$$F_{\text{тяги}} = F_{\text{сопр}} \quad (1.20)$$

Отсюда следует, что:

$$F_{\text{тяги}} = F_{\text{сопр}} + F_{\text{подъема}} + F_{\text{воздуха}} + F_{\text{разгона}} + F_{\text{дороги}} \quad (1.21)$$

где $F_{\text{тяги}}$ – тяговая сила;
 $F_{\text{сопр}}$ – сила сопротивления качению;
 $F_{\text{подъема}}$ – сила сопротивления подъему;
 $F_{\text{воздуха}}$ – сила сопротивления воздуху;
 $F_{\text{разгона}}$ – сила сопротивления разгону;
 $F_{\text{дороги}}$ – сила сопротивления дороги.

Уравнение мощностного баланса

Определение тягово-скоростной характеристики

Решение уравнения силового баланса заключается в определении скорости, при которой будет соблюдаться баланс сил

Для решения этого уравнения графическим методом используют тягово-скоростную характеристику (ТСХ) автомобиля.

ТСХ- это зависимость тяговой силы от скорости движения автомобиля

$$F_{\text{тяги}} = f(v) \quad (1.22)$$

$$M_{\text{тяги}} = f(v) \quad (1.23)$$

Где $F_{\text{тяги}}$ – тяговая сила, Н;
 $M_{\text{тяги}}$ – крутящий момент, Нм;
 $i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;
 $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;
 $r_{\text{д}}$ – динамический радиус, м;

$$v = \frac{M_{\text{тяги}}}{F_{\text{тяги}}} \quad (1.24)$$

v – скорость автомобиля, км/ч;
 n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

$$n = \frac{v}{r_{\text{д}}} \quad (1.25)$$

(1.26)

(1.27)

Таблица 1.4 - Результаты определения тягово-скоростной характеристики

№	Определяемый параметр					
		600	1100	1600	2100	2600
		475.25	554.31	582	558.5	483.6
		31723,6	37001,03	38849,3	37280,72	32281,3
		2,81	5,15	7,5	9,84	12,18
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2264,38
		0	0	0	0	0
		2,21	7,42	15,75	27,11	41,53
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2264,38
		2266,59	2271,8	2280,13	2291,49	2305,91
		18985,2	22141,47	23249,6	22310,85	19318,7
		4,69	8,61	12,53	16,44	20,36
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2264,38
		0	0	0	0	0
		6,15	20,75	43,96	75,67	116,06
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2264,38
		2270,53	2285,13	2308,34	2340,05	2380,44
		11350,29	13238,46	13899,7	13338,53	11549,7
		7,8	14,41	20,96	27,51	34,06
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2264,38
		0	0	0	0	0
		17,03	58,14	123,01	211,9	324,82
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2264,38
		2281,41	2322,52	2299,27	2476,28	2589,2
		6818,34	7952,60	8349,86	8012,71	6938,13
		13,08	23,99	34,89	45,80	56,70
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2628,37
		0	0	0	0	0
		17,9	161,14	340,84	587,3	900,16
		2264,38	2264,38	2264,38	2264,38	2628,37

Продолжения таблицы 1.4

		2282,28	2425,52	2605,22	2851,68	3528,53
		4082,83	4762,03	4999,92	4798,03	4154,57
		21,85	40,06	58,27	76,48	94,7
		2264,38	2264,38	2648,81	2926,63	3279,75
		0	0	0	0	0
		133,67	449,34	950,71	1637,7	2511,06
		2264,38	2264,38	2648,81	2926,63	3279,75
		2398,09	2713,72	3599,52	4564,33	5790,81

(1.28)

-при скорости меньше 50км/ч

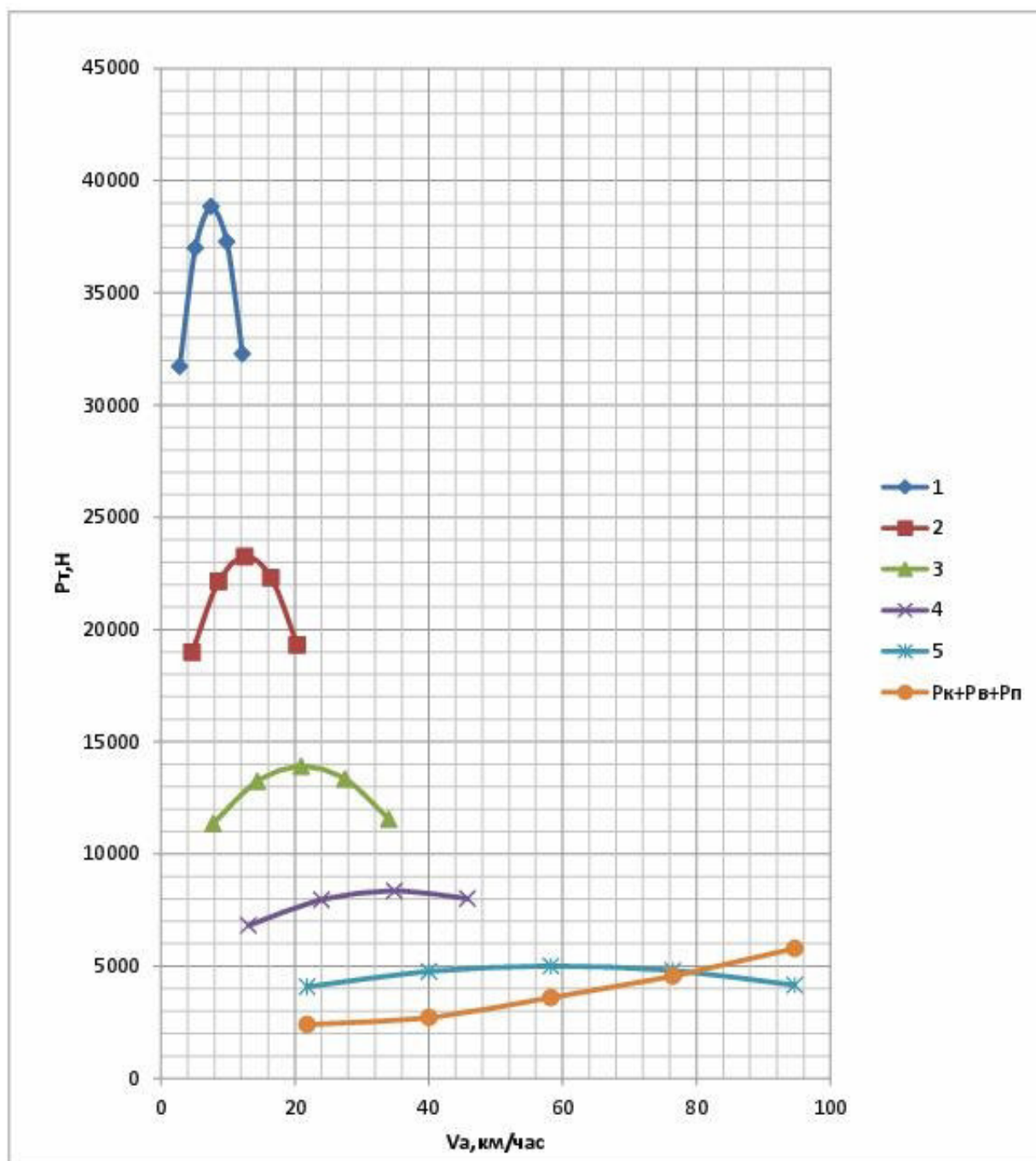


Рисунок 1.2 - Диаграмма силового баланса

Определение максимальной скорости движения

$$\text{---} \quad (1.29)$$

скорость автомобиля, км/ч;

частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

динамический радиус, м;

передаточное число трансмиссии,

Максимальная скорость автомобиля определяется по диаграмме силового баланса (пересечение кривой 5 и $P_{\text{тр}}$).

Определение динамической характеристики

Зависимость динамического фактора от скорости представляет собой динамическую характеристику

Динамический фактор показывает, сколько свободной тяговой силы приходится на единицу тяжести.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) = \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \mathbf{q}}, \quad (1.30)$$

Свободная тяговая сила:

Age Group	Percentage
18-24	10%
25-34	20%
35-44	25%
45-54	20%
55-64	15%
65-74	10%
75-84	5%
85+	5%

5

9

3

При

1

2

•

Условием движения автомобиля по динамическому фактору является:

5

Таблица 1.5 - Результаты определения динамической характеристики

№т/п	Определяемый параметр	, км/ч				
		2,81	5,15	7,5	9,84	12,18
		31723,6	37001,03	38849,38	37280,72	32281,3
		2,21	7,42	15,75	27,11	41,53
	D	0,168	0,196	0,205	0,197	0,170
	ψ	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
		0,381	0,449	0,473	0,453	0,388
		, км/ч				
		4,69	8,61	12,53	16,44	20,36
		18985,2	22141,47	23249,63	22310,85	19318,6
		6,15	20,75	43,96	75,67	116,06
	D	0,1	0,117	0,123	0,118	0,101
	ψ	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
		0,417	0,496	0,523	0,498	0,423
		, км/ч				
		7,8	14,41	20,96	27,51	34,06
		11350,29	13238,46	13899,78	13338,53	11549,1
		17,03	58,14	123,01	211,9	324,82
	D	0,06	0,069	0,073	0,069	0,059
	ψ	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
		0,341	0,41	0,433	0,408	0,337
		, км/ч				
		13,08	23,99	34,89	45,80	56,70
		6818,34	7952,60	8349,86	8012,71	6938,13
		17,9	161,14	340,84	587,3	900,16
	D	0,036	0,041	0,042	0,039	0,031
	ψ	0,012	0,012	0,012	0,012	0,013
		0,206	0,251	0,261	0,235	0,163
		, км/ч				
		21,85	40,06	58,27	76,48	94,7
		4082,83	4762,03	4999,92	4798,03	4154,57
		133,67	449,34	950,71	1637,7	2511,06
	D	0,02	0,022	0,021	0,0167	0,008
	ψ	0,012	0,012	0,014	0,0155	0,0173
		0,083	0,101	0,069	0,0116	-0,08

Условие движения без буксования по динамическому фактору является:

Если на динамической характеристике указать значение μ , то можно определить на каких передачах и с какой скоростью автомобиль может двигаться без буксования.

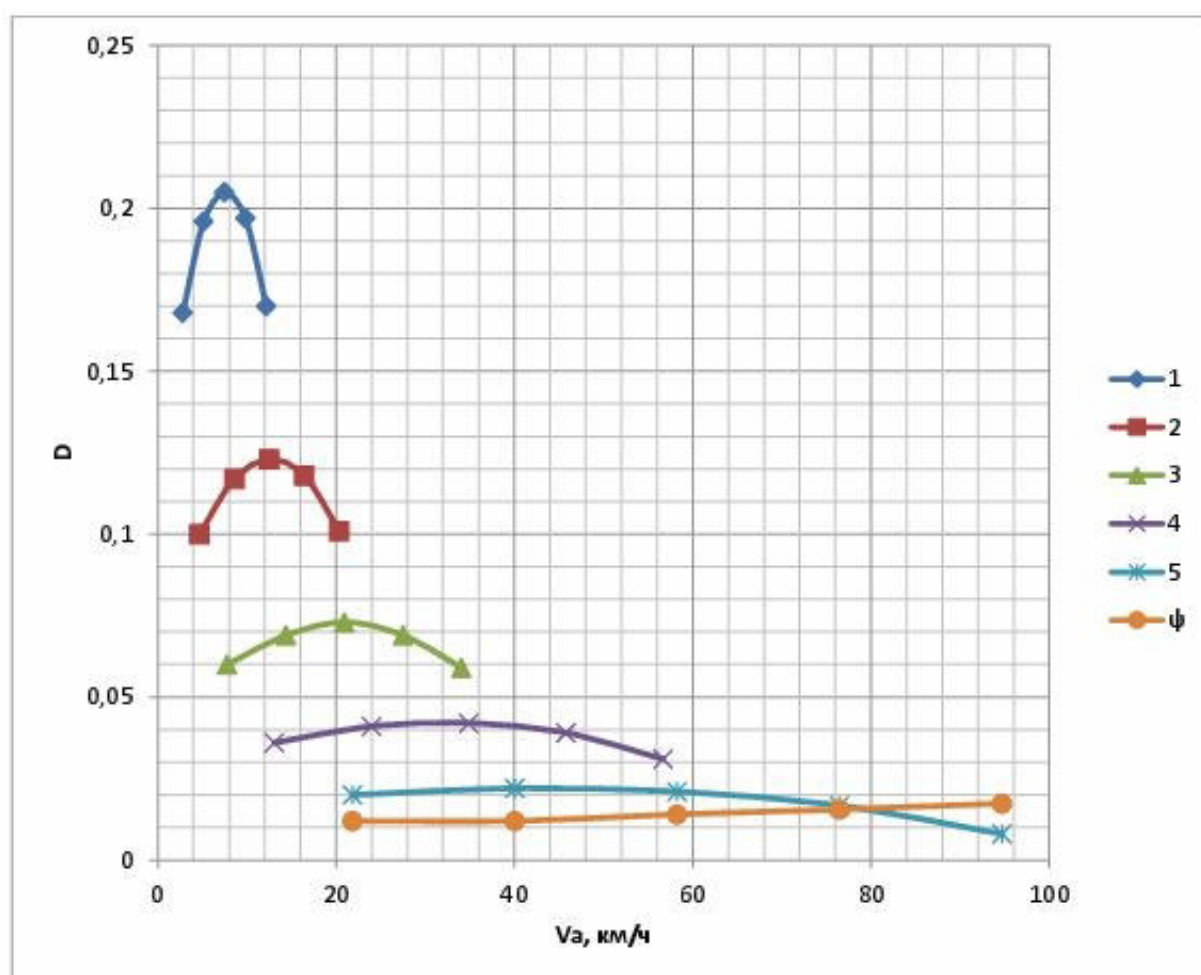


Рисунок 1.3 - Диаграмма динамической характеристики

Определение диаграммы ускорений

$$a = \frac{D}{m} - R, \quad (1.31)$$

$$a = \frac{D}{m} - R, \quad (1.32)$$

Зависимость ускорения от скорости представляет собой диаграмму ускорения:

$$\text{---}, \quad (1.33)$$

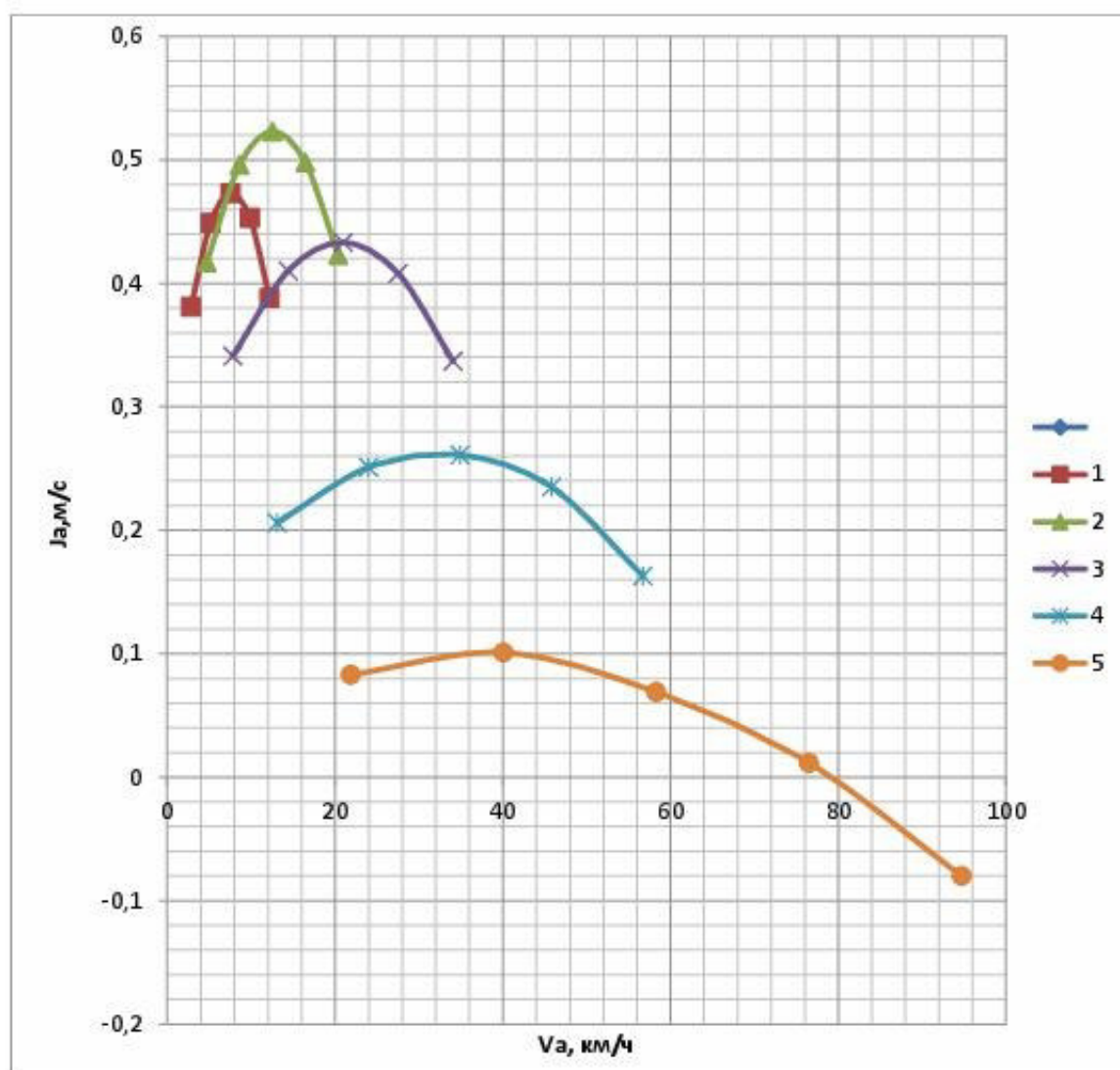


Рисунок 1.4 - Диаграмма ускорения

—,

—

—

—

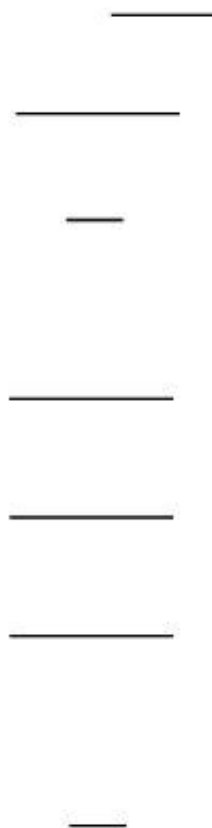
Определение пути и времени разгона

Для определения пути и времени разгона автомобиля до заданной скорости используют графоаналитический метод. Для этого диаграмму разбивают (каждую кривую) на 5-10 равных интервалов.

При определении пути и времени разгона до заданной скорости применяется ряд допущений [1,17]:

1. в каждом интервале автомобиль движется с постоянным средним ускорением
2. в каждом интервале автомобиль движется с постоянной средней скоростью

1 интервал



$$, \quad (1.33)$$

падение скорости за время переключения передач, км/ч;

время переключения передач, с;

путь, проходимый автомобилем за время переключения
передач, м.

Для дизельных двигателей:

Таблица 1.6 - Определение пути и времени разгона

Порядковый № интервала		j_n , м/с ²	j_k , м/с ²	j_{cp} , м/с ²	V_n , км/ч	V_k , км/ч	V_{cp} , км/ч	Δt , с	t_p , с	ΔS , м	S_p , м
	1	0,38	0,42	0,40	2,8	3,9	3,35	0,7	0,75	2,51	2,51
	2	0,42	0,44	0,43	3,9	5,1	4,5	0,7	1,51	3,42	5,93
	3	0,44	0,46	0,45	5,1	6,3	5,7	0,7	2,23	4,04	9,97
	4	0,46	0,47	0,46	6,3	7,5	6,9	0,7	2,94	4,9	14,8
	1	0,48	0,49	0,48	7,5	8,7	8,1	0,6	3,62	5,5	20,3
	2	0,49	0,50	0,50	8,7	10	9,35	0,6	4,28	6,2	26,5
	3	0,50	0,51	0,51	10	11,2	10,6	0,6	4,93	6,89	33,4
	4	0,51	0,52	0,52	11,2	12,5	11,8	0,6	5,62	8,17	41,6
	1	0,39	0,41	0,40	12,5	14,4	13,4	1,3	6,93	17,6	59,2
	2	0,41	0,42	0,41	14,4	16,7	15,5	1,5	8,47	23,9	90,1

Продолжение таблицы 1.6

	3	0,42	0,43	0,42	16,7	18,8	17,7	1,3	9,84	24,3	107
	4	0,43	0,43	0,43	18,8	20,9	19,8	1,3	11,1	26,8	120
	1	0,24	0,25	0,24	20,9	23,9	22,4	3,3	12,5	75,7	209
	2	0,25	0,25	0,25	23,9	27,4	26,6	3,8	18,3	101	280
	3	0,25	0,26	0,25	27,4	30,2	28,8	3,0	21,3	86,4	397
	4	0,26	0,26	0,26	30,2	33,3	31,7	3,3	25,6	105	600
	1	0,1	0,09	0,09	33,9	46	40	278	369	111	1400
	2	0,09	0,07	0,08	46	56,2	51,1	33	70,9	171	2700
	3	0,07	0,04	0,05	56	67,9	62	44	110	276	4500
	4	0,04	0	0,02	67,9	80	73,9	77	180	569	7177

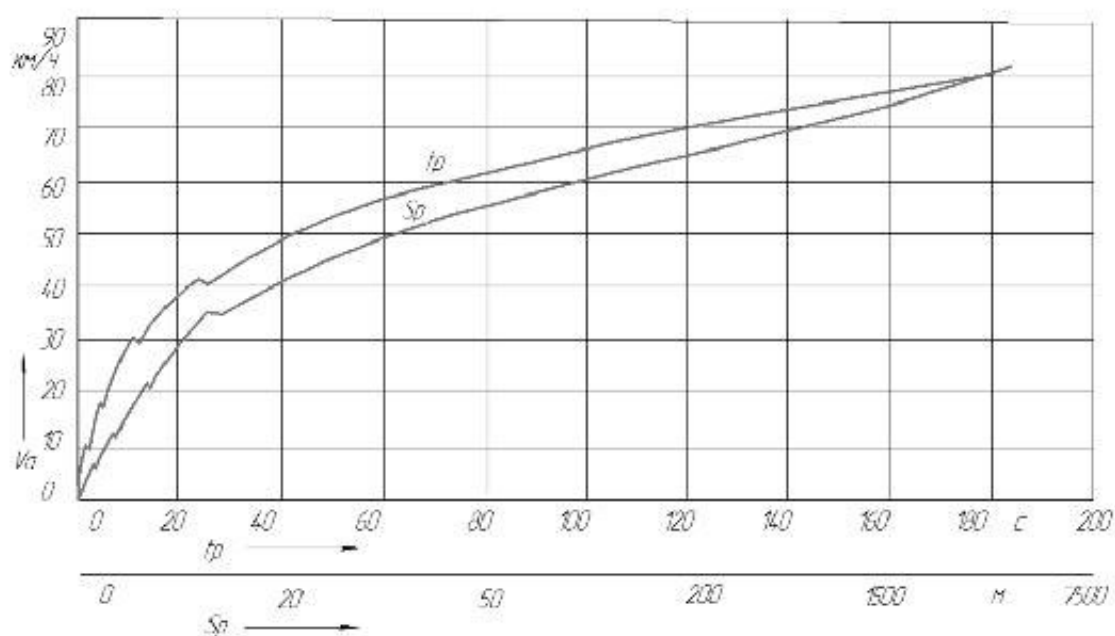


Рисунок 1.5 - Диаграмма скоростной характеристики разгона

1.5 Определение оценочных параметров топливной экономичности

Топливная экономичность автомобиля - свойство автомобиля рационально использовать энергию сжигаемого топлива при выполнении полезной работы [1,17].

Оценочные параметры

1. Контрольный расход топлива (расход топлива на единицу пути):

—

где расход топлива, л;
пробег автомобиля, км.

2. Расход топлива на единицу:

—

где пробег с грузом, км;
грузоподъемность, т.

3. Часовой расход топлива:

—

где плотность топлива, т/л;
время работы, кг.

4. Удельный эффективный расход топлива:

—

где мощность (реализуемая, эффективная).

5. Топливная экономическая характеристика установившегося движенияб

6. Расход топлива в городском цикле

7. Расход топлива в магистральном цикле

Алгоритм определения топливно-экономической характеристики установившегося движения

Для определения ТЭХ (топливно экономическая характеристика) расчетным методом используют метод Шлиппе:

$$\text{---}, \quad (1.35)$$

где коэффициент, учитывающий изменение в зависимости от степени использования мощности;

удельно-эффективный расход топлива при мощности, кВт/ч;

коэффициент, учитывающий изменение в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала.

Алгоритм определения топливно экономической характеристики:

1. Строится диаграмма мощностного баланса:

2. Полученную диаграмму мощностного баланса разбивают на интервалы.

3. Для каждого интервала определяется мощность:

4. По вспомогательному графику для каждого интервала определяется .

5. Для каждого интервала определяется частота вращения коленчатого вала:

6. По вспомогательному графику — для каждого интервала определяется .

7. Для каждого интервала определяется:
8. Для каждого интервала определяется

9. Строится топливо экономическая характеристика

Расчет топливно-экономической характеристики установившегося движения

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{1}{\eta_{\text{дв}_0}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_1}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_2}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_3}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_4}} \\ & \frac{1}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{1}{\eta_{\text{дв}_0}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_1}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_2}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_3}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_4}} \end{aligned}$$

где $\eta_{\text{дв}}$ - коэффициент учитывающий изменения
 $\eta_{\text{дв}_1}$ - коэффициент учитывающий изменения от изменения частоты вращения коленчатого вала
 $\eta_{\text{дв}_2}$ - удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности

$$\frac{1}{\eta_{\text{дв}}} = \frac{1}{\eta_{\text{дв}_0}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_1}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_2}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_3}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{дв}_4}} \quad (1.36)$$

Таблица 1.7 - Топливная экономичность

№ пере дачи	определяемый параметр	об/мин				
		600	1100	1600	2100	2600
	Neэ, кВт	29,85	63,84	97,51	122,81	131,67
	Nт, кВт	24,78	52,99	80,93	101,93	109,28
	Vа, км/ч	2,81	5,15	7,5	9,84	12,18
	Pк, Н	2264,3	2264,3	2264,38	2264,3	2264,3
	Nк, кВт	1.767	3.239	4.717	6.189	7.661
	Pв, Н	2,21	7,42	15,75	27,11	41,53
	Nв, кВт	0.0017	0.0106	0.0328	0.0741	0.1405
	Nк+Nв	1.768	3,249	4,749	6,263	7,801
	U	0,071	0,061	0,058	0,061	0,071
	кн	1,38	1,4	1,45	1,4	1,38
	ne/nN	0,23	0,42	0,61	0,8	1
	коб	1,11	1,01	0,96	0,98	1
	ge	35,231	32,522	32,016	31,55	31,74
	gs	35,633	32,968	32,575	32,26	32,659
	Neэ, кВт	29,85	63,84	97,51	122,81	131,67
	Nт, кВт	24,78	52,99	80,93	101,93	109,28
	Vа, км/ч	4,69	8,61	12,53	16,44	20,36
	Pк, Н	2264,3	2264,3	2264,38	2264,3	2264,3
	Nк, кВт	2,949	5,415	7,881	10,34	12,806
	Pв, Н	6,15	20,75	43,96	75,67	116,06
	Nв, кВт	0,008	0,049	0,153	0,345	0,656
	Nк+Nв	2,957	5,464	8,034	10,685	13,462
	U	0,119	0,103	0,099	0,104	0,123
	кн	1,3	1,35	1,34	1,36	1,28

Продолжение таблицы 1.7

	ne/nN	0,23	0,42	0,61	0,8	1
	коб	1,11	1,01	0,96	0,98	1,1
	ge	33,189	31,36	29,587	30,654	32,38
	gs	33,626	31,977	30,76	32,008	34,394
	Neэ ,кВТ	29,85	63,84	97,51	122,81	131,67
	Nт ,кВТ	24,78	52,99	80,93	101,93	109,28
	Va,км/ч	7,8	14,41	20,96	27,51	34,06
	Pк,н	2264,3	2264,3	2264,38	2264,3	2264,3
	Nк, кВт	4,906	9,062	13,183	17,303	21,423
	Pв,н	17,03	58,14	123,01	211,9	324,82
	Nв, кВт	0,036	0,232	0,716	1,619	3,073
	Nк+Nв	4,942	9,294	13,899	18,922	24,496
	U	0,199	0,175	0,171	0,185	0,224
	ки	1,24	1,26	1,27	1,25	1,2
	ne/nN	0,23	0,42	0,61	0,8	1
	коб	1,11	1,01	0,96	0,98	1
	ge	31,657	29,269	28,041	28,175	27,6
	gs	32,227	30,33	29,872	31,133	31,888
	Neэ ,кВТ	29,85	63,84	97,51	122,81	131,67
	Nт ,кВТ	24,78	52,99	80,93	101,93	109,28
	Va,км/ч	13,08	23,99	34,89	45,80	56,70
	Pк,н	2264,3	2264,3	2264,38	2264,3	2628,3
	Nк, кВт	8,227	15,089	21,945	28,807	41,396
	Pв,н	17,9	161,14	340,84	587,3	900,16
	Nв, кВт	0,065	1,073	3,303	7,471	14,17
	Nк+Nв	8,292	16,162	25,248	36,278	55,566
	U	0,334	0,305	0,312	0,356	0,508

Продолжение таблицы 1.7

	кн	1,15	1,17	1,16	1,14	0,9
	ne/nN	0,23	0,42	0,61	0,8	1
	коб	1,11	1,01	0,96	0,98	1
	ge	29,359	27,179	25,612	25,695	18,4
	gs	29,899	29,416	29,774	32,696	28,971
	Neэ ,кВт	29,85	63,84	97,51	122,81	131,67
	Nт ,кВт	24,78	52,99	80,93	101,93	109,28
	Vа,км/ч	21,85	40,06	58,27	76,48	94,7
	Pк,н	2264,3	2264,3	2648,81	2926,6	3279,7
	Nк, кВт	13,743	25,197	42,873	62,174	86,275
	Pв,н	133,67	449,34	950,71	1637,7	2511,0
	Nв, кВт	0,811	5	15,388	34,792	66,054
	Nк+Nв	14,554	30,197	58,261	96,966	152,32
	U	0,587	0,569	0,719	0,951	1,393
	кн	0,75	0,78	0,6	0,8	1
	ne/nN	0,23	0,42	0,61	0,8	1
	коб	1,11	1,01	0,96	0,98	1
	ge	19,147	18,119	13,248	18,032	23
	gs	20,488	21,941	24	36,726	59,432

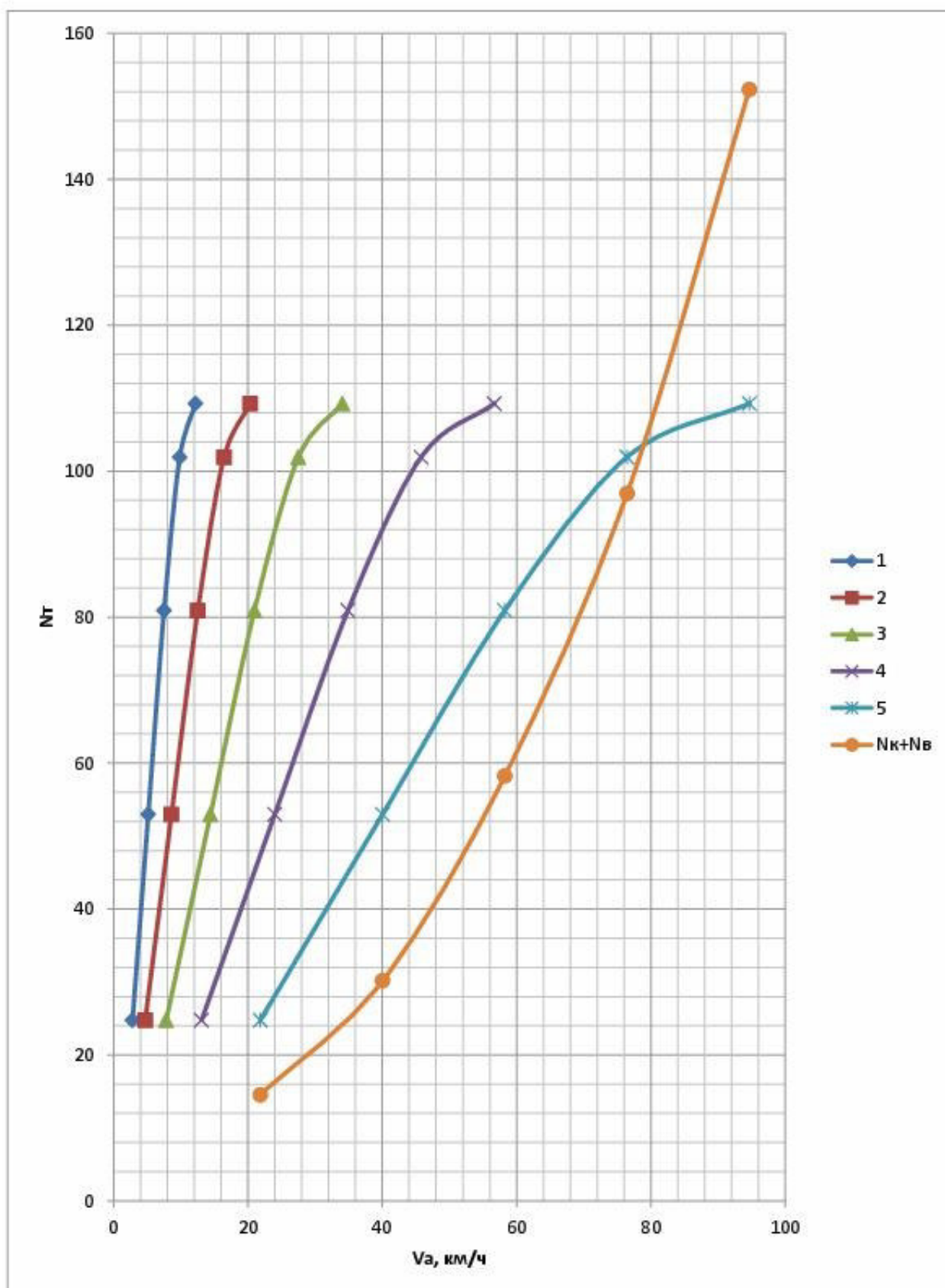


Рисунок 1.6 - Диаграмма мощностного баланса

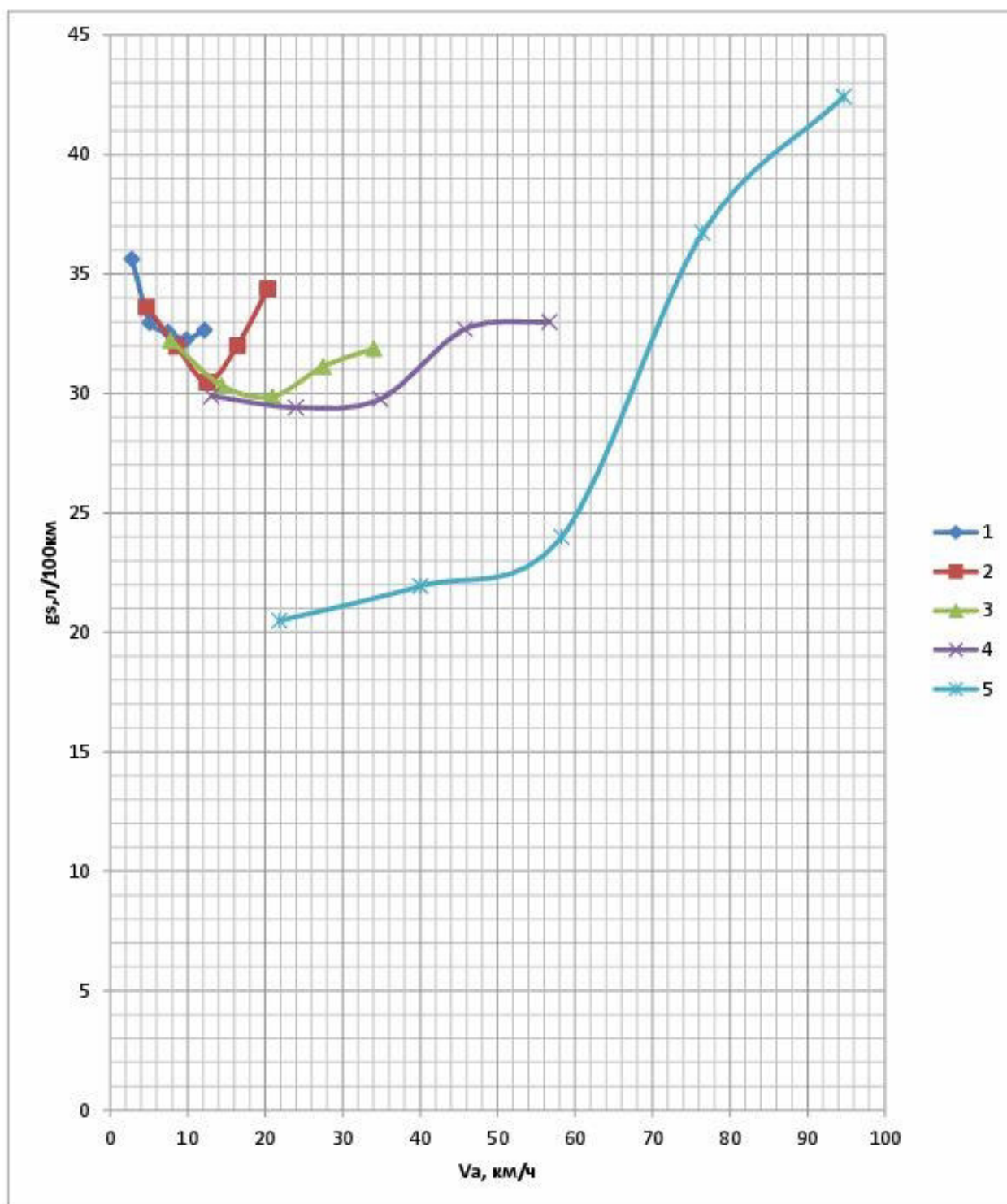


Рисунок 1.8 - Диаграмма топливной экономичности

2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

За основу проектируемого автомобиля был взят уже существующий автомобиль КАМАЗ - 55102, который представлен на рисунке 2.1.

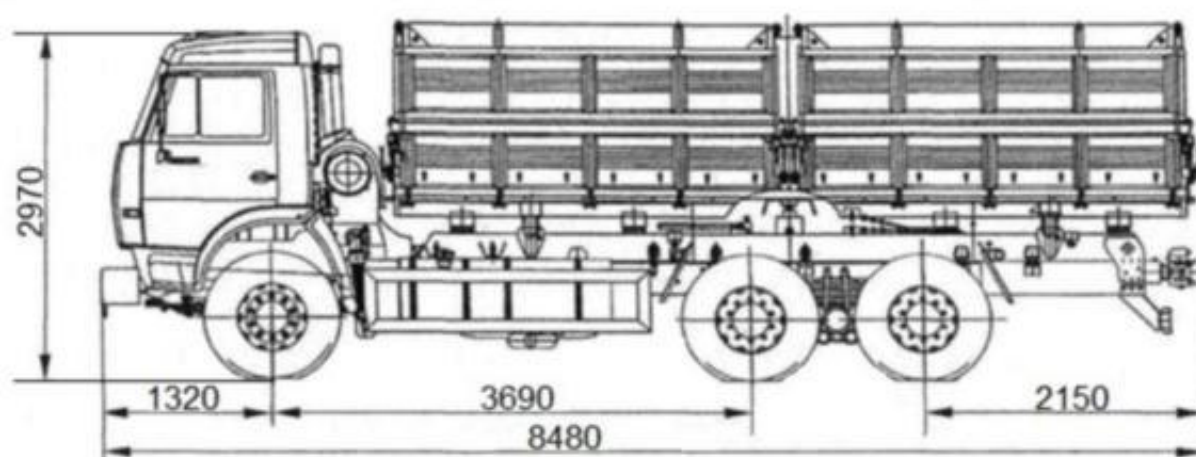


Рисунок 2.1 – Камаз 55102

Одним из первых изделий завода КамАЗ стала грузовая машина с индексом 55102. В СССР никогда не было большого выбора грузовиков, и в период повышенной строительной активности в 70-х годах появилась необходимость в расширении ассортимента. Прототипом для КамАЗ-55102 стал ЗИЛ-170. В 1977 году первый грузовик КамАЗ вышел с конвейера. Вскоре производство новых большегрузных машин стало одним из самых значимых в мире. Впервые заметные желтые самосвалы появились на стройплощадках в Набережных Челнах. Они разительно отличались от привычной техники, производимой советскими предприятиями. В этом городе собирались шасси для будущего самосвала, а опрокидывающая система и кузов монтировались в Нефтекамске. В создании машины, кроме конструкторов КамАЗа, участвовали сотрудники машиностроительного предприятия из Мытищ. Конструкция КамАЗ-55102 была составлена из трех осей и колесной формулы 6х4. Первый самосвал поднимал 10 тонн. Он перевозил рассыпные и навалочные грузы и предназначался для

передвижения по дорогам, которые выдерживали нагрузку более 8 тонн. Многие детали и их соединения являлись типовыми для всех грузовиков КамАЗ. В конструкцию грузовика были внедрены новинки. Фары с ассиметричным лучом использовались на 55102 для снижения риска ослепить водителей транспортных средств, находящихся на встречной полосе. Еще одной новинкой стала аварийная сигнализация в виде мигания обоих указателей поворота. Водительское кресло оснащалось ремнями безопасности. Стяжки и специальные крепления связывали раму самосвала с системой поперечных балок и лонжеронов из стали. Чтобы самосвальнй механизм исправно функционировал, была предусмотрена гидравлика. Она собиралась из: масляного привода; коробки отбора мощности; пневматических клапанов, работающих на электричестве; пневмопривода; клапанов ограничения; гидроцилиндра; масляного насоса; бака; крана управления. Весь механизм запускался из водительской кабины. Особенности самосвала Технические характеристики самосвала КамАЗ-55102 соответствуют всем требованиям. Два ведущих моста в конструкции машины оснащены колесными редукторами. Они размещены на балансирной тележке. Колеса самосвала производства ЗИЛ, легкие и простые в эксплуатации, имеют размер 10.00 R20. Колесная формула модели 6х4. Колеса на КамАЗ дисковые, с пневматическими шинами и камерами внутри. Подвеска на самосвале рессорная. Двухместная кабина является цельнометаллической и откидываемой. Она размещается над двигателем и оснащена высокой крышей. Отсутствие спального места предполагает только дневное использование самосвала. При этом кабина имеет надежную шумоизоляцию и утепление. Конструкцией предполагается дизельный двигатель, оснащенный турбонаддувом. В классической комплектации мощность такой силовой установки составляет 240 л.с. Модель силового агрегата на самосвале – 740.51-240. В процессе работы происходит охлаждение надувочного воздуха. Количество оборотов в минуту для коленчатого вала составляет 2200. При этом крутящий момент на пике 912

Нм. Цилиндры расположены в V-образной форме. В данной модели их 8. Объем силового устройства – 10,85 л. Показатель степени сжатия – 16,5. Бак грузовика КамАЗ-55102 вмещает 350 л топлива. Этого достаточно для длительной работы без остановки на дозаправку. Топливо расходуется экономично (30 л/100 км.). Десятиступенчатая коробка передач относится к классу механических. Без применения делителя ступеней всего пять. Передаточное отношение такой коробки составляет 5,94 или 5,43. Конструкция КамАЗа предполагает сухое двухдисковое сцепление. Привод гидравлический, в сочетании с пневмоусилителем. Конструкция фрикционная. Платформа цельнометаллическая, оснащенная системой подогрева и возможностью опрокидывания. Благодаря этому разгрузка происходит назад. Этой процедурой можно управлять дистанционно. Максимальный угол наклона составляет 60 градусов. Передний борт имеет наклон. Платформа коробчатого типа, сварная. Технические характеристики автомобилей КамАЗ-55102: напряжение – 24 В; аккумуляторы – 2х12/190 В/Ачас; генератор – 28/2000 В/Вт. Весовые показатели самосвала: снаряженная масса – 9 250 кг; грузоподъемность – 13 000 кг; суммарная масса – 22 400 кг; нагрузка на переднюю ось – 3 980 кг; на заднюю тележку – 5 270 кг; суммарный вес полуприцепа – 12 800 кг. Тормозной механизм имеет пневматический привод и барабан диаметром 400 мм. Тормозные накладки имеют ширину 140 мм, при этом общая площадь элементов составляет 6300 кв. см [18,19].

Преимущества и недостатки

Рассматриваемая модель грузовой автомашины имеет как преимущества, так и недостатки в сравнении с аналогами. Преимущества: Машина прекрасно подходит для использования в условиях города в ограниченном пространстве узких улиц. Хорошая проходимость. Высокая маневренность. Небольшой радиус разворота. Цельнометаллический кузов оборудован защитным навесом. Отработанные газы подогревают платформу и не позволяют грузу примерзнуть. Наилучшее соотношение цены и качества.

Невысокая стоимость обслуживания при отличной работоспособности и большом сроке эксплуатации. Самосвал неприхотлив к виду и качеству дизельного топлива. Доступность и небольшая стоимость сменных деталей. Простота конструкции позволит производить текущий ремонт своими руками. Недостатки: Самосвал КамАЗ-55101 похож по своим характеристикам и внешнему виду на пятнадцатитонник 65115. Однако перевозка грузов с помощью 55102 будет стоить дороже, чем та же поездка на 65115. Модель снята с производства. Новые модели более совершенные. Максимальная вместимость кузова – 6,6 куб м. Пневматические колеса, оснащенные камерами. В сравнении с зарубежными марками хуже эргономика и условия работы водителя. Небольшой срок службы некоторых комплектующих. Все недостатки с лихвой компенсируются небольшой стоимостью деталей и самого грузовика. В своем ценовом диапазоне КамАЗ-55102 является оправданным вложением средств. Такие машины даже после снятия их с производства обслуживают строительные площадки по всей стране. Сфера применения самосвалов КамАЗ-55102 Основной функцией самосвала, помимо перевозки, является простая разгрузка за счет опрокидывания кузова назад. Это делает такие машины применимыми во многих сферах жизни. Главные направления использования – это строительство, сельское хозяйство и благоустройство. Такой широкий спектр применения объясняется хорошим функционалом конструкции. Процедура погрузки и выгрузки занимает минимум времени, что чрезвычайно важно в современных условиях проведения работ [18].

При уборке урожая, может понадобится практически любая техника, что есть под рукой. Если же у вас есть выбор, то обращайтесь внимание на автомобиль марки КАМАЗ 55102, которые в кратчайшие сроки смогут доставить ваш урожай в огромном количестве в нужное место.

Эскизная компоновка проектируемого трактора приведена на рисунках 2.2.

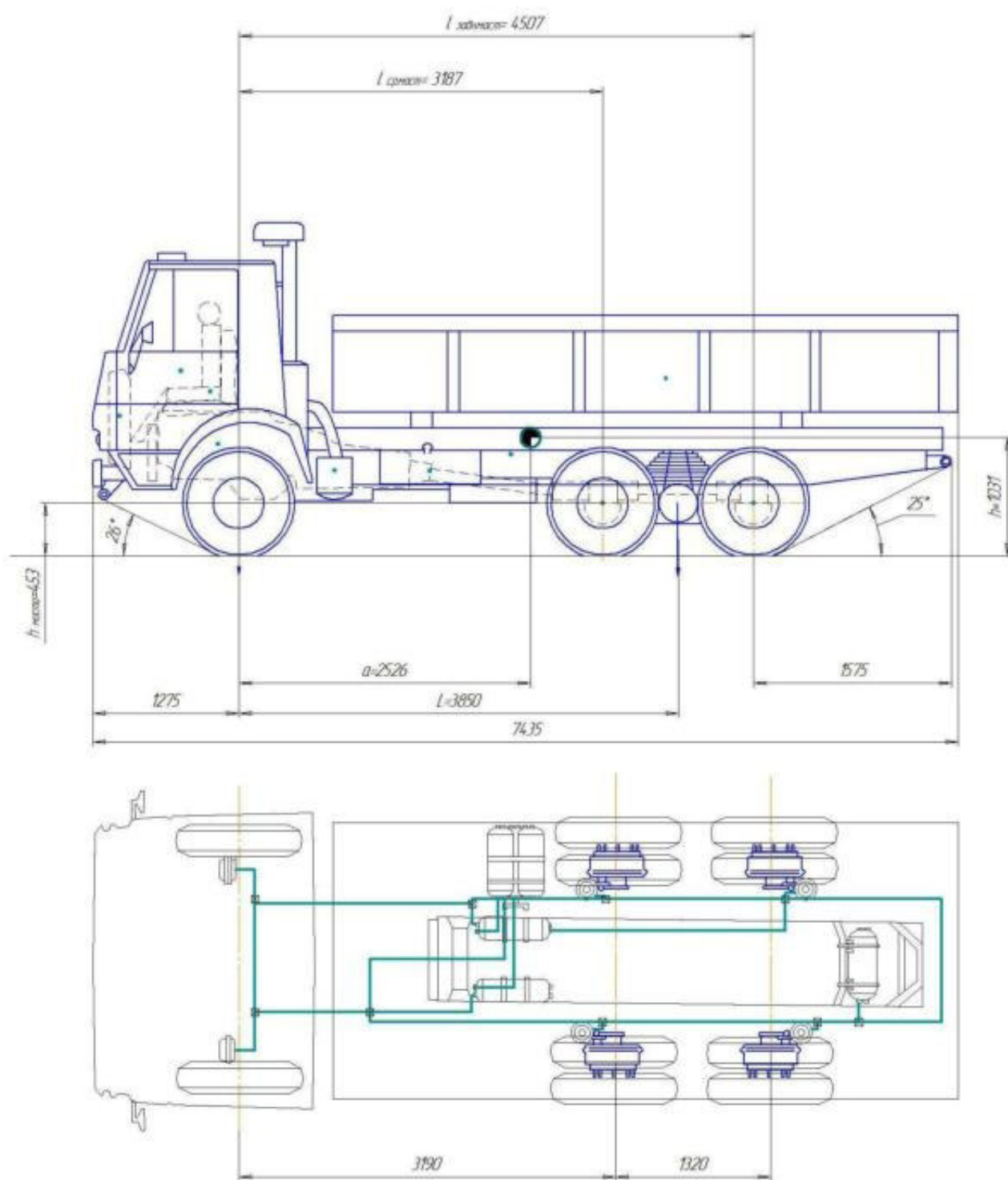


Рисунок 2.2 – Эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля

3 КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Обзор и анализ выполненных конструкторских решений

Тормозные системы существенно влияют на безопасность движения автомобиля. Поэтому к тормозным системам, кроме общих требований к конструкции автомобиля, предъявляются повышенные специальные требования. В соответствии с этими требованиями тормозные системы должны обеспечивать [18]:

- минимальный тормозной путь или максимальное замедление при торможении;
- сохранение устойчивости автомобиля при торможении;
- стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;
- минимальное время срабатывания при торможении;
- пропорциональность между усилием на тормозной педали и тормозными силами на колесах автомобиля (силовое следящее действие);
- легкость управления.

Требования к тормозным системам регламентируются Правилами № 13 ЕЭК ООН, применяемыми в России.

Подробный анализ темы дал понять, что хоть барабанные тормоза и слабо подвержены износу, но в той же мере существует высокая доля вероятности отказа тормоза за счет большего количества установленных механизмов (по сравнению с дисковыми тормозами), и как следствие из этого непостоянных и пропускаемых ТО автомобиля. При этом возможны повреждение тормозного барабана, если фрикционные тормозные накладки будут истерты.

Тормозные колодки - это залог безопасности. Восстановление тормозных колодок непрофессиональными методами может привести к фатальным последствиям. Не всегда даже крупное автопредприятие располагает необходимым оборудованием и навыками для профессионального восстановления тормозных колодок.

Тормозные накладки предназначены для работы в тормозных механизмах барабанного типа прицепов, грузовых автомобилей, автобусов, трамваев и других транспортных средств, замедления движения и остановки механизмов. Они предупреждают износ тормозного барабана, обладают высокой прочностью, подходят для применения в любых климатических зонах.

При проверке эксплуатация тормозного диска допускается до минимально допустимой толщины $B = 37$ мм. Тормозные диски, как правило, не нуждаются в обслуживании, т.е. их проточка при замене тормозных колодок не требуется. Такая проточка имеет смысл, только если нужно увеличить площадь поверхности трения тормозного диска. Например, при весьма сильных и глубоких рисках на всей поверхности тормозного диска. Из соображений безопасности минимальная толщина тормозного диска после проточки должна быть не менее 39-40 мм.

Однако, некоторые изготовители транспортных средств имеют свои требования по необходимости проточки тормозных дисков, которые следует учитывать. Вследствие этого предлагается внести конструкторские модификации барабанного тормозного механизма с целью увеличить срок службы фрикционных накладок.

С этой целью предлагается решать эту проблему используя идею наличия системы предотвращающей скорый износ фрикционных накладок, за счет увеличения пятна контакта и усилия, в гидравлических тормозных механизмах заднего моста автомобилей Volkswagen golf 2.

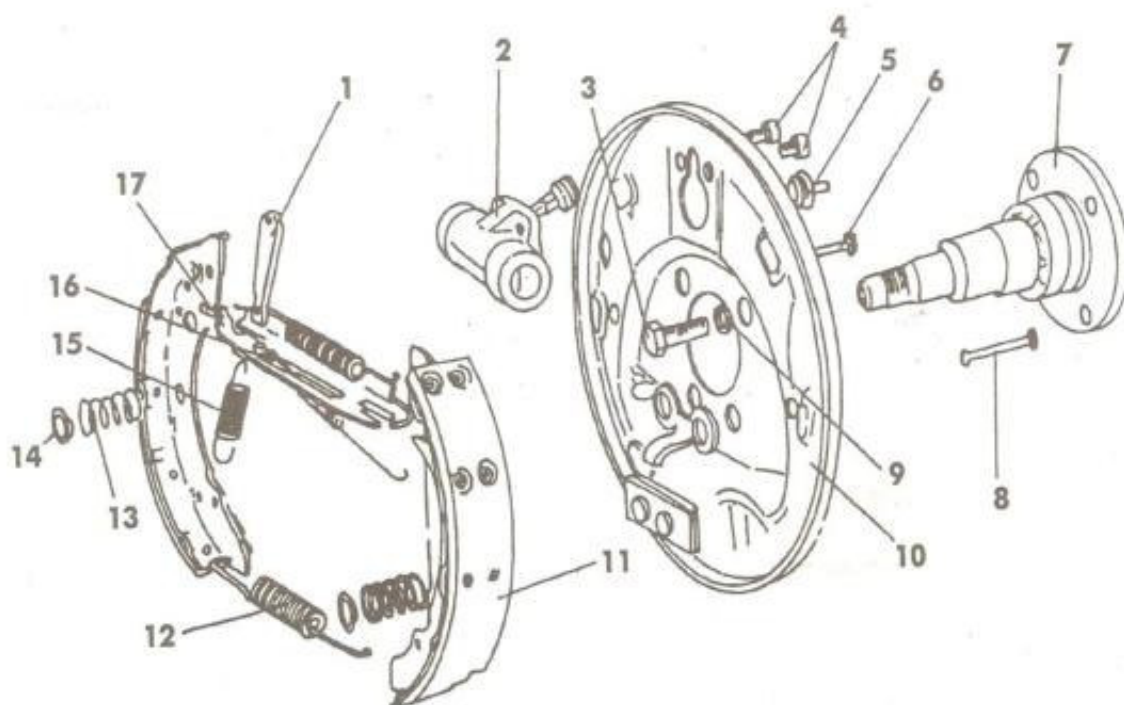


Рисунок 3.1 – Компоненты механизма заднего тормоза

1 - клин; 2 – тормозной цилиндр; болт (6 Нм); 4 - болты крепления цилиндра; 5 – заглушка; 6 – направляющие фиксаторов; 7 – цапфа ступицы; 8 – шпилька; 9 – пружинная шайба; 10 – тормозной щит; 11 – тормозная колодка; 12 – нижняя стяжная пружина; 13 – пружина фиксатора; 14 – шайба фиксатора; 15 – пружина регулировочного устройства; 16 – нижняя стяжная пружина; 17 – распорная планка.

Принцип действия этой системы состоит в следующем. При постепенном истирании фрикционных накладок отверстие между распорной планкой и колодкой расширяется, а рычаг, находящийся в этом отверстии под действием пружины опускается в это отверстие. Тем самым компенсируется износ колодок («подводит их»). За счет постепенного опускания рычага диаметр барабана остается прежним, несмотря на истирание фрикционных тормозных накладок, следовательно, такие тормоза в нуждаются в замене накладок только в самом крайнем случае [19].

3.2 Описание принципа работы выбранного узла

Широко распространенные на автомобилях барабанные тормозные механизмы отличаются силовым воздействием колодок с разжимным устройством и барабаном, а также расположением опор тормозных колодок.

Схема барабанного тормозного механизма с равными приводными силами и односторонним расположением опор, а также статическая характеристика механизма представлены на рисунок 3.2

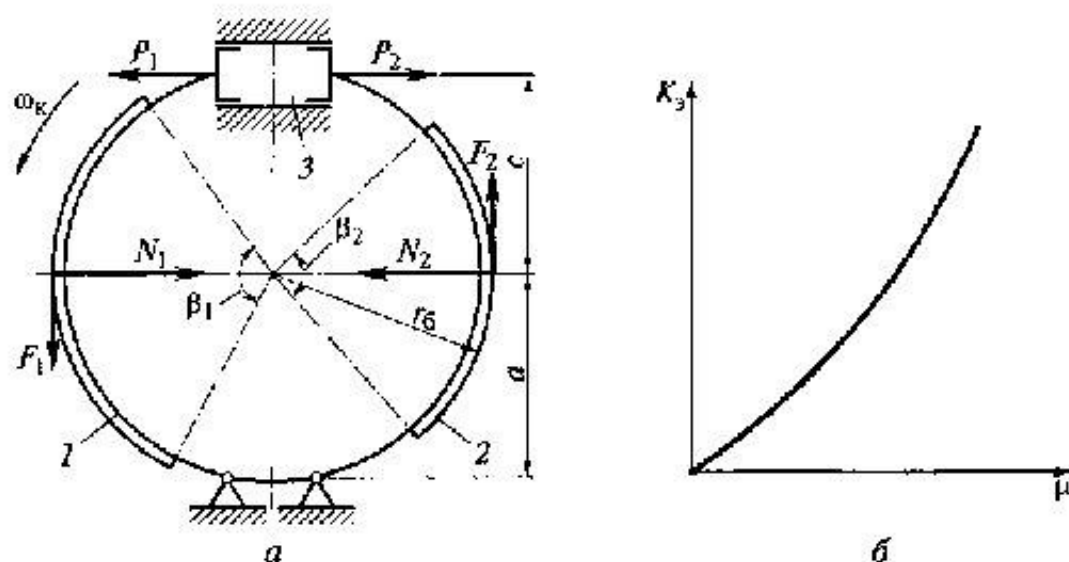


Рисунок 3.2 - Схема (а) и статическая характеристика (б) барабанного тормозного механизма с равными приводными силами и односторонним расположением опор: 1 — первичная колодка; 2 — вторичная колодка; 3 — тормозной цилиндр; a , c — расчетные размеры.

Для этого тормозного механизма характерным является следующее. Приводные силы P_1 и P_2 , прижимающие колодки 1 и 2 к барабану, равны ($P_1 = P_2$), так как площади поршней тормозного цилиндра 3 одинаковы. Нормальные реакции барабана N_1 и N_2 на колодки не равны между собой ($N_1 > N_2$). Момент, создаваемый силой трения F_1 и действующий на колодку 1, совпадает по направлению с моментом приводной силы P_1 вследствие чего колодка захватывается барабаном, а сила трения F_1 способствует прижатию

колодки к барабану. Момент силы трения F_2 , действующий на колодку 2, противоположен по направлению моменту приводной силы P_2 , и поэтому сила трения F_2 препятствует прижатию колодки 2 к тормозному барабану.

Колодка 1 называется первичной (активной, самоприжимной), а колодка 2 — вторичной (пассивной, самоотжимной). Первичная колодка нагружается больше, чем вторичная. При вращении колеса в противоположную сторону (движение автомобиля задним ходом) функции колодок изменяются и колодка 2 работает как первичная, а колодка 1 — как вторичная.

В связи с тем, что реакции барабана N_1 и N_2 на колодки, а также силы трения F_1 и F_2 не равны между собой, подшипники ступицы колеса нагружаются дополнительной силой. Такой тормозной механизм является неуравновешенным. Число торможений при движении автомобиля вперед значительно больше, чем при движении задним ходом. Поэтому тормозная накладка первичной колодки изнашивается гораздо интенсивнее, чем вторичной. Для уравнивания изнашивания фрикционная накладка первичной колодки обычно делается длиннее, чем у вторичной колодки ($\beta_1 > \beta_2$, где β_1 , β_2 — угол охвата соответственно первичной и вторичной колодок).

Принцип действия: При работающем двигателе и отпущенной педали компрессор накачивает воздух в баллоны, где он хранится под давлением. Из баллонов воздух поступает к тормозному крану, от тормозного крана воздух поступает через верхнюю секцию в баллоны прицепа. При нажатии на педаль тормоза верхняя секция закрывается, и воздух прекращает поступать к прицепу. Тормозной кран прицепа открывается, и воздух из баллонов прицепа поступает в пневмокамеры прицепа, и прицеп начинает затормаживать. Нижняя секция тормозного крана автомобиля открывается, и воздух поступает из баллонов автомобиля к пневмокамерам автомобиля, и автомобиль начинает затормаживать. Воздух, поступая в пневмокамеры, давит на диафрагму, она, сжимая пружину, смещается и давит на толкатель, а

он передаёт усилие на рычаг и валик разжимного кулака. Разжимной кулак поворачивается и разводит колодки. Колодки прижимаются к барабану, и за счёт трения затормаживают его. При отпускании педали тормоза всё возвращается в исходное положение за счёт возвратных пружин, а воздух из пневмокамер выходит в атмосферу через кран.

При движении автомобиля вперед при торможении каждая колодка работает как первичная и эффективность тормозного механизма при одинаковых размерах его основных деталей выше, чем у тормозного механизма с совмещенными опорами. При торможении во время движения задним ходом колодки работают как вторичные, поэтому эффективность механизма значительно снижается. Следовательно, тормозной механизм является неререверсивным. Интенсивность изнашивания тормозных накладок колодок одинакова, так как обе колодки работают в одних и тех же режимах.

3.3 Обоснование принятых решений

При решении этого вопроса (износа тормозных колодок) наиболее подходящей является система основанная на использовании распорной планки и подпружиненного рычага. Подобная конструкция не только является более простой для реализации, но и может своими технологическими, экономическими и прочими характеристиками. Рассмотрим вопрос более подробно и сравним характеристики тормозного механизма до и после принятия предложения по улучшению. С точки зрения точки экономики производство такого механизма будет незначительно увеличено, но эти потери можно сократить и финансово выиграть на этом. Так как любой клиент при получении полной информации о механизме согласится, что это того стоит. С технологической точки значительно упрощает ТО тормозов и их использование, т.к. при первой установке тормозного механизма о нем вообще можно не беспокоиться до самого выхода тормоза из строя, при этом не сокращается, а даже продлевается срок службы [18].

3.4 Анализ напряжений распорной планки

Таблица 3.1 – характеристики материала

№	Имя тела	Материал	Масса	Объем
1	Распорная планка	Сталь 10	0.0605864 kg	7.6984e-006 m ³

3.5 Исследование показателей разработанной системы

На примере модели тормозного режима качения колеса рассмотрим работу тормозного механизма и его характеристики. Наиболее полное представление о технико-экономических показателях можно получить при использовании программ САПР. Воспользуемся средствами моделирования MatLAB/SimuLink для получения зависимостей показателей тормозного механизма.

3.5.1 Моделирование тормозного режима качения колеса

Расчетная схема для тормозного режима качения колеса представлена на рисунке 3.3:

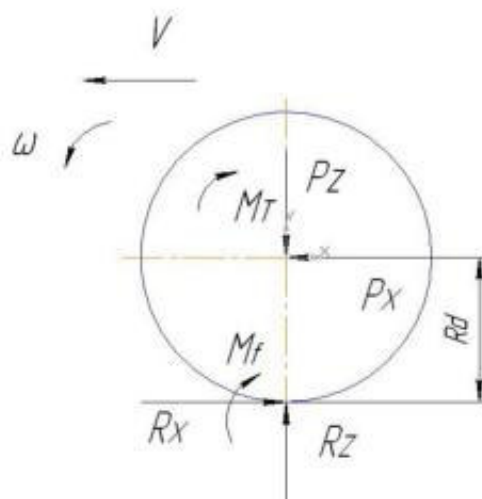


Рисунок 3.3 - Расчетная схема

Запишем уравнения движения колеса:

$$mV = -R_x + P_x$$

$I\omega = M_t - M_f + R_x r_d$ Где V – скорость; R_x – нормальная реакция; P_x – сила действующая со стороны остова, M_t – ведущий момент, r_d – свободный радиус, m_f – момент сопротивления качению.

Принимаем $P_x = 0$, $r_d = r_k = const$,

Где $r_{k0} = r_k - R_x \lambda$ – радиус качения без скольжения.

Здесь $R_x = \mu_x \cdot R_z$, $R_z = mg$ где R_z – реакция поверхности.

Момент сопротивления $M_f = R_z f r_d$.

Коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием

рассчитывается по формуле:

$$\mu = \mu_{\max} \left(1 - e^{-\frac{s}{s_0}}\right) \left(1 + e^{-\frac{s}{s_1}}\right)$$

Коэффициент буксования $S = \frac{V}{V} \frac{\omega r_{k0}}{V}$.

где ω – угловая скорость.

Математическую модель системы будем составлять с помощью программы MatLAB/SimuLink. Для этого необходимо задать исходные данные (рисунок 3.4)

```

1 | m=250;
2 | g=9.81;
3 | Vo=22.23;
4 | s1=0.15;
5 | I=1;
6 | Mt=4750;
7 | rd=0.25;
8 | f=0.016;
9 | Mumax=0.6;
10 | M=m*g;
11 | s0=0.04;
```

Рисунок 3.4 - Задание исходных данных (m-file)

максимальное давление на накладку, $\varphi(\alpha)$ – функция отображающая закон распределения давлений по длине накладки;

3. Коэффициент трения μ между накладкой и барабаном остается постоянной на всех режимах торможения

На элементарный участок накладки $d\alpha$ действуют элементарная нормальная реакция dN со стороны барабана и возникающая при вращении барабана элементарная сила трения dF_τ в плоскости, где касательной к поверхности трения: $dF_\tau = \mu dN = \mu b r p d\alpha$, где b – ширина накладки, r – радиус тормозного барабана.

Подставляя в последнее выражение значение p , согласно формуле получаем $dF_\tau = \mu b r p_{max} \psi(\alpha) d\alpha$.

Тормозной момент $M_{1,2}$ на колодке, создаваемый силами трения между накладкой и барабаном,

$$M_{1,2} = r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} dF_\tau = \mu r^2 b p_{max} \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha. \quad (3.3)$$

Для определяя p_{max} записывается сумма моментов относительно точки поворота колодки C :

$$\sum M_C = Fh \pm \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} l dF_\tau - \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} s \sin \alpha dN = 0, \quad (3.4)$$

Заметим, что на колодках двумя степенями свободы точкой поворота колодки является точка соприкосновения ее с плоской опорой.

Подставляя выражение dF_τ и dN и учитывая, что $l=r \cdot \cos \alpha$, после преобразований имеем [17]:

$$p_{max} = \frac{Ph/(rb)}{\left\{ s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) \sin \alpha d\alpha \mp \mu \left[r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha - \dots s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) \cos \alpha d\alpha \right] \right\}}. \quad (2.5) \quad (3.5)$$

Подставив выражение (3.5) в уравнение (3.3) и разделив числитель и знаменатель на $r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha$, получаем уравнение для тормозного уравнения:

где

$$A = s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) \sin \alpha d\alpha / \left(r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha \right); \quad (2.7)$$

$$B = 1 - s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) \cos \alpha d\alpha / \left(r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha \right). \quad (2.8)$$

одной колодки

$$M_{1,2} = F h \mu / (A \mp \mu B), \quad (2.6)$$

Знак «минус» в знаменателе уравнения (3.6) берется для активной колодки, а знак «плюс» для пассивной. Общий тормозной момент двухколодного тормоза складывается из моментов обоих колодок [16]:

$$M_T = M_1 + M_2, \text{ т.е. } M_T = \frac{F_1 h_1 \mu}{A_1 \mp \mu B_1} + \frac{F_2 h_2 \mu}{A_2 \pm \mu B_2}. \quad (3.9)$$

Полученные уравнения (3.5) ... (3.9) действительны для всех барабанных тормозных механизмов как с самоустанавливающимися колодками с двумя степенями свободы, так и с колодками с одной степенью свободы.

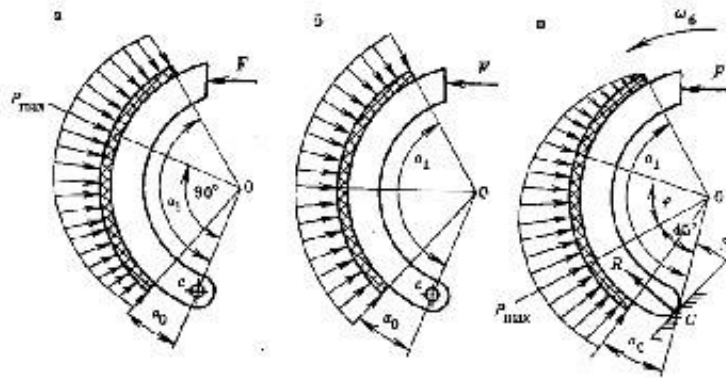


Рисунок 3.6 – Эпюры накладок

После интегрирования выражений (3.7) и (3.8) получаем при синусоидальном распределении давлений

$$\left. \begin{aligned} A_c &= \frac{s}{r} \frac{\sin(2\alpha_0) - \sin(2\alpha_1) + 2(\alpha_1 - \alpha_0)}{4(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)}; \\ B_c &= 1 - \frac{s}{2r} (\cos \alpha_0 + \cos \alpha_1); \end{aligned} \right\}$$

при равномерном

$$\left. \begin{aligned} A_p &= \frac{s}{r} \frac{\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1}{\alpha_1 - \alpha_0}; \\ B_p &= 1 - \frac{s}{r} \frac{\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0}{\alpha_1 - \alpha_0}. \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Подставляем эти значения в (3.7), получаем для колодок с 2 степенями свободы

$$\left. \begin{aligned} A &= s/(2r) \left\{ \cos \varphi_{1,2} \left[\alpha_i - \alpha_0 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{1}{2} \sin(2\alpha_0) - \frac{1}{2} \sin(2\alpha_1) \right] \pm \right. \\ &\quad \left. \pm \sin \varphi_{1,2} (\sin^2 \alpha_i - \sin^2 \alpha_0) \right\} \left\{ \cos \varphi_{1,2} (\cos \alpha_0 - \right. \\ &\quad \left. - \cos \alpha_i) \pm \sin \varphi_{1,2} (\sin \alpha_i - \sin \alpha_0) \right\}; \\ B &= 1 - s/(2r) \left\{ \cos \varphi_{1,2} (\sin^2 \alpha_i - \right. \\ &\quad \left. - \sin^2 \alpha_0) \pm \sin \varphi_{1,2} \left[\alpha_i - \alpha_0 - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{1}{2} \sin(2\alpha_1) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{1}{2} \sin(2\alpha_0) \right] \right\} \left\{ \cos \varphi_{1,2} (\cos \alpha_0 - \right. \\ &\quad \left. - \cos \alpha_i) \pm \sin \varphi_{1,2} (\sin \alpha_i - \sin \alpha_0) \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Знак «+» и φ_1 в полученных уравнениях берутся для передней активной колодки, а знак «-» и φ_2 – для задней пассивной колодки. На основе характера изнашивания накладок существующих тормозов с самоустанавливающимися колодками принимается $\varphi_1=40\ldots 50^\circ$ и $\varphi_2=20\ldots 30^\circ$ [1,17].

Заметим, что при $\varphi_1=0$ и $\varphi_2=0$ выражение (3.12) приобретает вид (3.10).

Согласно формуле (3.9)

$$M_r = \frac{2FAh\mu}{A^2 - \mu^2 B^2}$$

$$\text{или} \quad F = \frac{M_r}{2Ah\mu} (A^2 - \mu^2 B^2).$$

Для тормозов с двумя одинаковыми активными или пассивными колодками тормозной момент и приводная сила определяется по формулам:

$$M_T = 2M_{1,2} = \frac{2Fh\mu}{A + \mu B};$$

$$F = \frac{M_T}{2h\mu} (A + \mu B).$$

Тормоза с фиксированным разжимным кулаком или клином при приработанных накладках имеют $M_1=M_2$, т.е.:

$$F_1 h_1 / (A - \mu B) = F_2 h_2 / (A + \mu B). \quad (3.13)$$

Из условия равновесия разжимного кулака имеем:

$$F' l_k = (F_1 + F_2) d_k / 2. \quad (3.14)$$

Исключая из уравнений (3.13) и (3.14) поочередно F_1 и F_2 находим зависимость последних от F' и конструктивных параметров (при допущении $h_1 \approx h_2$) [6,17]:

$$F_{1,2} = F' \frac{l_k}{d_k} \left(1 \mp \mu \frac{B}{A} \right), \quad (3.15)$$

где F' – сила, действующая на рычаг разжимного кулака; l_k – длина рычага; d_k – диаметр начальной окружности разжимного кулака.

Подставляя выражения F_1 и F_2 из (3.15) в уравнение (3.9), получаем тормозной момент для тормоза с фиксированным разжимным кулаком:

$$M_T = \mu (F_1 + F_2) \frac{h_1 + h_2}{2A}$$

$$F' = \frac{M_T A d_k}{\mu l_k (h_1 + h_2)}.$$

или

(3.16)

Эффективность тормозов оценивается коэффициентом эффективности тормоза:

$$K_{э.т} = M_T / [r (F_1 + F_2)]. \quad (3.17)$$

Расчет тормозного барабана. Ввиду сложности и большой трудоемкости точного расчета тормозного барабана используют приближенную методику его расчета на прочность и жесткость. При этом предполагают, что барабан состоит из двух частей: цилиндра 1 и диска 2,

которые соединены друг с другом шлицами так, что деформации цилиндра и диска не зависимы, а шлицы нужны лишь для передачи крутящего момента.

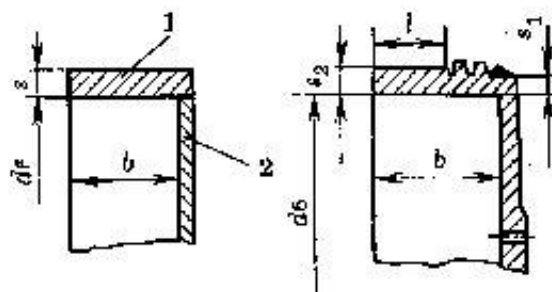


Рисунок 3.7 – Схема расчета барабана

Рассматривая барабан как тонкостенный цилиндр бесконечной длины, используем формулу для расчета тонкостенных сосудов $p_{\text{ср}} d_6 = 2 \sigma s$, где $p_{\text{ср}}$ – среднее давление на накладку: $p_{\text{ср}} = 2 M_{\text{т max}}' (\mu d_6 A_n)$; d_6 – диаметр барабана, м; σ – сопротивление разрыву в диаметральной сочтании барабана, Па; s – расчетная толщина стенки барабана, м; $M_{\text{т max}}$ – максимальный тормозной момент тормоза, Н·м; μ – коэффициент трения; A_n – суммарная площадь накладок, м² [17].

4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Каждая деталь изготавливается с минимальными трудовыми и материальными затратами. Эти затраты можно сократить в значительной степени от правильного выбора варианта технологического процесса его оснащения, решение оптимальных режимов обработки и правильной подготовки производства. На правильность изготовления детали влияет технологические свойства детали. Их можно разделить на, качественную технологичность и количественную технологичность [8].

При обработке на технологичность конструкции детали необходимо:

1. Рассчитать показатели технологичности конструкции
2. Определить показатели уровня технологичности детали
3. Разработать рекомендации по улучшению показателей технологичности
4. Обеспечить технологичность конструкции детали путем внесения изменений

Количественную оценку технологичности конструкции детали можно произвести по следующим коэффициентам:

4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали

$$K_{y.z.} = Q_{z.y.} / Q_z, \quad (4.1)$$

где $Q_{z.y.}$ - число унифицированных элементов детали

Q_z - общее число конструктивных деталей

$$Q_{zy} = 16$$

$$Q_z = 20$$

$$Q_{y.z.} = 16 / 20 = 0.8$$

По нормам ЕСТП $K_{y.z.} \geq 0.61$. Так как условие выполняется, то деталь “Штуцер” технологична по унифицированным элементам.

Коэффициент использования материала [13]:

$$K_{\mathcal{M}} = G_{\mathcal{D}} / G_{\mathcal{Z}}, \quad (4.2)$$

где $G_{\mathcal{D}}$ – масса детали по чертежу, кг

$G_{\mathcal{Z}}$ – масса материала заготовки, кг

$$K_{\mathcal{IM}} = 0.58 / 0.7 = 0.82$$

По нормам ЕСТПШ КИМ $\geq$ 0.75. Деталь технологична так как условие выполняется. Коэффициент точности обработки детали [13,16].

$$K_{\mathcal{T.Ч}} = Q_{\mathcal{T.Ч.Н}} / Q_{\mathcal{T.Ч.О}} = 1 - 1 / A_{\mathcal{CP}}, \quad (4.3)$$

$$A_{\mathcal{CP}} = \sum A^* n_i / \sum^* n_i, \quad (4.4)$$

где $A_{\mathcal{CP}}$ – средний квалитет точности

n_i – число размеров соответствующего квалитета

$$A_{\mathcal{CP}} = 25 \mid 30 \mid 10 \mid 12 \mid 15 \mid 17 \mid 150 \mid 320 / 60 = 9.36$$

$$K_{\mathcal{T.Ч}} = 1 - 1 / 9.36 = 0.9$$

По нормам ЕСТПШ $K_{\mathcal{T.Ч}} \leq 0.97$. Требования выполняется, значит деталь технологична.

4.2 Качественная технологичность детали

Технические требования чертежа указывает на необходимость введения операции термической обработки, отливки перед механической обработкой.

Наибольшую точность обработки требуют поверхности $\varnothing 12$ имеющие ограничения по точности формы и взаимного расположения поверхностей детали.

Проанализируем последовательно эти требования с точки зрения их обоснованности и соответствия служебному назначению детали.

1. Термическая обработка: необходима для снятия внутренних напряжений. Штамповка применяется для искусственного старения что бы снять внутренние напряжения, возникающие в отливке при охлаждении и

затвердевании материала. Это обеспечивает в процессе эксплуатации детали стабильность размеров полученные после механической обработки.

2. Точность размера поверхности вала $\varnothing 12$ мм обуславливается характером сопряжения с игольчатыми подшипниками.

3. Ограничения по отклонению от плоскости цапф обусловлены тем что рабочие плоскости в сопряжении с игольчатым подшипником.

Погрешности взаимного расположения поверхностей детали определены величиной отклонения от перпендикулярных осей. Анализ чертежа сборочной единицы, показывает что такое ограничение необходимо в противном случае в сопряжении крестовины с отверстиями карданного вала не будет обеспечен линейный контакт из-за возможного перекоса осей крестовины и отверстий карданного вала после их сборки, возможно, их взаимное защемление.

4. Заданная шероховатость $R_a = 0.63$ поверхностей $\varnothing 12$ мм соответствует требованиям предъявляемым к их точности [13,16].

4.3 Выбор вида заготовки

Способ получения заготовки должен быть наиболее экономичным при заданном объеме выпущенных деталей. От этого зависит степень расхода материала, количество операций, их трудоемкость, себестоимость, процесс изготовления детали в целом.

Учитывая выше перечисленные факторы примем для изготовления заготовки штамповку, максимально приближены размерами и формами готовой детали. Для сравнения воспользуемся примером расчета из горячекатанного проката обычной точности по ГОСТ 2590-81

4.3.1 Расчет припусков на заготовку

При расчете припусков используется формула [13,16].

$$Z_{Bmin} = R_{zi-1} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_i \quad (4.5)$$

где $R_{z_{i-1}}$ -высота микро неровности детали полученная на предыдущим переходе МКМ;

$Z_{B_{\min}}$ -минимальный припуск на заготовку на данном переходе МКМ;

T_{i-1} -глубина дефектного слоя детали полученного на предыдущим переходе;

P_{i-1} -кривизна детали полученная после предыдущего перехода;

E_{i-1} -погрешность установки на данном переходе;

При обработки цилиндрических симметричных деталей, формула для расчета припуска имеет вид:

$$2Z_{B_{\min}} = 2(R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + \sqrt{P_{i-1}^2 + E_{i-1}^2}) \quad (4.6)$$

Обрабатываемая деталь имеет припуски на наибольший диаметр и наибольшею длину.

Считаем что для получения нужного качества обрабатываемой поверхности необходимо назначить операции; а) токарно черновая б) токарно чистовая в) шлифовальная чистовая черновая.

Припуск на черновое обтачивание

$$2Z_{B_{\min}} = 2(R'_{z_{i-1}} + T'_{i-1} + \sqrt{P'^2_{i-1} + E'^2_{i-1}}) \quad (4.7)$$

где $R_{z_{i-1}} = 150$, $T_{i-1} = 150$

Выбираем прокат обычной точности для диаметра 35 [13,16],

$$P_{i-1} = \sqrt{P_{\text{кор}}^2} + P_{\text{цетр}} \quad (4.8)$$

$$P_{\text{кор}} = 5 \times 123 = 615 \text{ мкм}$$

$$P_{\text{цетр}} = 0.25 \sqrt{T_{\text{за}}^2} + 1 \quad (4.9)$$

$$P_{\text{цетр}} = 0.25 \sqrt{0.9^2} + 1 = 336 \text{ мкм.}$$

Выбираем сортовой прокат по сортаменту. ГОСТ 2590-81

где $d_{\text{заз}} = 24({}_{-0,5}^{0,4})$, $T_{\text{дон}} = 0,9$;

$$P_1 = \sqrt{P_{\text{кор}}^2 + P_{\text{целнпр}}^2} \quad (4.10)$$

$$P_{-1} = \sqrt{615^2 + 336^2} = 700$$

$$E_{yi} = 220 \text{ мкм.}$$

Для прутка обычной точности диаметр 24 в радиальном направлении для трех кулачкового патрона.

$$2Z_{b_{\text{min}}} = 2(150 - 150 + \sqrt{700^2 + 220^2}) = 2068 \text{ мкм.}$$

Припуск на чистовое обтачивание.

$$2Z_{b_{\text{min}}} = 2(R_{z-1}'' + T_{i-1}'' - \sqrt{P_{i-1}''^2 - E_i''^2}) \quad (4.11)$$

Выбираем значение после обдирочной обработки проката.

$$R_z'' = 100$$

$$T_{i-1}'' = 100$$

$$P_{-1}'' = K_y \times P_{i-1}^1 \quad (4.12)$$

$$E_{yi}'' = K_y \times E_{yi}^i \quad (4.13)$$

K_y – коэффициент уточнения, $K_y = 0.06$.

$$P_{i-1}'' = 0.06 * 700 = 42 \text{ мкм,}$$

$$E_{yi}'' = 0.06 * 220 = 13,2 \text{ мкм,}$$

$$2Z_{b_{\text{min}}}'' = 2(100 + 100 + \sqrt{42^2 + 13^2}) = 488 \text{ мкм.}$$

Определение припуска на черновое шлифование.

$$2Z_{b_{\text{min}}}''' = 2(R_{z-1}''' + T_{i-1}''' + \sqrt{P_{i-1}'''^2 + E_i'''^2}), \quad (4.14)$$

$$R_{z-1}''' = 50$$

$$T_{i-1}''' = 50$$

$$P_{i-1}''' = K_y * P_{i-1}'' = 0.05 * 42 = 2,4$$

$$E_{yi-1}''' = K_y * E_{yi-1}'' = 0.05 * 13,2 = 0,66$$

$$K_Y = 0.05 .$$

В расчетах K_{YI}^{11} не учитываем так как это малая незначительная величина

$$2Z_{bmin} = 2(50 + 50 + \sqrt{2,1^2}) = 208 .$$

Определяем общий минимальный припуск

$$2Z_{bmin}^{общ} = 2Z_{bmin}' + 2Z_{bmin}'' + 2Z_{bmin}''' + 2Z_{bmin}^{IV} , \quad (4.15)$$

$$2Z_{bmin}^{общ} = 2764 .$$

Определяем общий номинальный припуск.

$$2Z_{bmin}^{общ} = 2Z_{\text{заз}}^{\text{н}} + H_{\text{дет}} , \quad (4.16)$$

$H_{\text{заз}}$ – верхнее отклонение

Сортамент ГОСТ 2590-80

$$H_{\text{заз}} = 400 \text{ мкм}$$

$H_{\text{дет}}$ – нижнее отклонение

$$2Z_{bmin}^{общ} = 500 + (-100) = 400 \text{ мкм}$$

Принимаем деталь изготовлена по диаметру $\varnothing 22$ с полем допуска $h8$ ($_{-40}^0$),

$$2Z_{\text{вн}}^{\text{ном}} = 2Z_b^{общ} + H_{\text{з}} + H_{\text{дет}} \quad (4.17)$$

$$2Z_{\text{вн}}^{\text{ном}} = 2764 + 400 - 40 = 3124 \text{ мм.}$$

Определение диаметра заготовки:

$$D_{\text{заз}} = D_{\text{ном}} + 2Z_{b\text{ном}} \quad (4.18)$$

$D_{\text{ном}}$ – по чертежу детали,

$$D_{\text{заз}} = 22 + 3,2 = 25,2 \text{ мм.}$$

Выбираем диаметр заготовки по сортаменту;

$$D_{\text{заз}} = 25_{0,7}^{-0,4} \text{ мм.}$$

4.3.2 Расчет припусков на длину детали

Расчет припуска по формуле:

$$Z_{B_{\min}} = R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_{yi} \quad (4.19)$$

У детали подрезание с одной стороны на черنو а с другой стороны на чисто.

Расчет припуска на черновое подрезание торца

$$Z'_{B_{\min}} = R'_{Z_{i-1}} + T'_{i-1} + P'_{i-1} + E'_{yi} \quad (4.20)$$

где $R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} = 200$ мм;

Выбираем в качестве режущего инструмента.

$$P'_{i-1} = \sqrt{P_{\text{кор}}^2 + P_{\text{центр}}^2} \quad (4.21)$$

$$P_{\text{кор}} = \Delta_K * \mathcal{L}_{\text{раз}} \quad (4.22)$$

где $\Delta_K = 5$ мкм;

Δ_K – удельная кривизна.

$$P_{\text{кор}} = 5 * 25 = 125 .$$

$$P_{\text{центр}} = 0.25 \sqrt{T_{\text{раз}}^2 + 1} \quad (4.23)$$

$$P_{\text{центр}} = 0.25 \sqrt{0,5 + 1} = 280 \text{ мм};$$

$$T_{\text{раз}} = B_0 - H_0 . \quad (4.24)$$

$$T_{\text{раз}} = 0,5 \text{ мм};$$

$$P'_{i-1} = \sqrt{125^2 + 280^2} = 307 \text{ мкм} [13,16].$$

Расчет припуска на чистовое подрезание торца

$$Z''_{B_{\min}} = R''_{Z_{i-1}} + T''_{i-1} + P''_{i-1} + E''_{yi} \quad (4.25)$$

где $R''_{Z_{i-1}} = 100$

$$T''_{i-1} = 100 .$$

Выбираем отклонения после обдирочной токарной операции

$$P_{i-1}'' = K_y * P_{i-1}' \quad (4.26)$$

$$E_y'' = K_y * E_{yi}' \quad (4.27)$$

где $K_y = 0.06$ коэффициент уточнения

$$P_{i-1}'' = 0.06 * 300 = 18,42,$$

$$E_y'' = 0.06 * 150 = 9,$$

$$Z_{B_{min}}'' = 100 + 100 + 18,4 - 9 = 227,4 \text{ мкм.}$$

Определяем общий минимальный припуск:

$$Z_{B_{min}}^{общ} = Z_{B_{min}}' + Z_{B_{min}}'' \quad (4.28)$$

$$Z_{B_{min}}^{общ} = 657 + 227,4 = 884,4 \text{ мкм.}$$

Определяем номинальный припуск:

$$2Z_{B_{nom}} - 2Z_{B_{min}}^{общ} + H_z + H_\delta \quad (4.29)$$

H_z – верхнее отклонение заготовки после резки .

$$H_z = 250.$$

$$H_\delta = \left(\pm \frac{IT14}{2} \right). \quad (4.30)$$

H_δ – нижнее отклонение детали,

$$H_\delta = \left(\pm \frac{1000}{2} \right) = -500.$$

$$2Z_{B_{nom}} = 2 * 884 + 250 - 500 = 1518.$$

Определяем длину заготовки:

$$L_{заг} = L_{дет} + 2Z_{B_{min}}. \quad (4.31)$$

$$L_{заг} = 123 + 2 * 1,5 = 126 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_{заг} 130 \pm 0,25$

4.4 Определение минимального расчетного значения детали

$$D_{\min} = D_{\text{черт}} + (-HOD).$$

$$22 + h8(0.004) = 21.96.$$

Определяем $D_{\min}$ детали — $D_{\text{детали}}$ по чертежу $h8$.

4.5 Выбор оборудования

Для токарной операции выбираем универсальный токарно-винторезный станок

Техническая характеристика токарно винторезного станка 16К-25.

Высота центров	200 мм
Максимальный диаметр обработанной заготовки	400мм
Расстояние между центрами (макс)	1400 мм
Число оборотов шпинделя	500-630-800-1000-1250-1600-2000 об/мин
Продольные подачи	0.075+4.46
Поперечные подачи	0.075+2.23
Мощность электродвигателя	10 кВт
КПД привода	0.85
Вес станка	2400 кг
Габариты	1166-1355-2785

Для сверлильной операции выбираем вертикально сверлильный станок 2Н 125.

Станок предназначен для сверления, рассверливания, зенкерования, развертывания и подрезание торцов. В инструментных, ремонтных и производственных цехах в условиях единичного производства, а так же могут быть использованы в крупно- серийном производстве.

Техническая характеристика станка 2Н 125

Высота центров	200мм
Максимальный диаметр заготовки	400мм
Расстояние между центрами	1400мм

Число оборотов шпинделя	630- 2000об/мин
Продольная подача	0,75-4,46 мм/об
Поперечная подача	0,075-2,23мм/об
Мощность электродвигателя	10КВт
КПД привода	0,85
Габариты	2785-1165-1355

4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента

Калибрами называются бесшкальные инструменты, предназначенные для контроля размеров, формы и расположения поверхностей деталей. Наиболее часто используют для проверки гладких цилиндрических деталей предельные гладкие калибры. Они позволяют установить, находится ли проверяемый размер детали в пределах допуска, а также проверить отклонения формы детали. Такой контроль, как правило, гарантирует качественное соединение деталей с образованием стандартных посадок.

Основное достоинство предельных калибров – простота и достаточно высокая производительность контроля. Несмотря на ряд недостатков (сложность изготовления, использование дорогого материала), предельные гладкие калибры широко используют в массовом, крупносерийном и индивидуальном производствах.

При конструировании предельных гладких калибров необходимо соблюдать принцип подобия (принцип Тейлора), суть которого можно сформулировать следующим образом:

- 1) проходной калибр (ПР) контролирует отклонение размера и формы проверяемой детали, поэтому он должен иметь форму этой детали,
- 2) непроходной калибр (НЕ) контролирует отклонение размера, поэтому он должен иметь точечный контакт с проверяемой деталью.

Изделие считается годным, если погрешности размера, формы и расположения поверхностей находятся в поле допуска.

При проверке размеров изделия рабочими калибрами проходная сторона калибров должна свободно проходить под действием собственного веса или установленной нагрузки, а непроходная не должна проходить.

Построим схему расположения полей допусков всех калибров и контркалибров для посадки $\phi 40$ по СТ СЭВ 157-75 и подсчитать их исполнительные размеры.

По СТ СЭВ 144-75 находим предельные отклонения вала:

$$EI = -80 \text{ мкм}; ES = -142 \text{ мкм}.$$

$$\text{Тогда для вала } D_{\max} = 39.92, D_{\min} = 39.858.$$

Для заданных интервалов размеров находим (мкм):

$$H = 5; \quad ;$$

С помощью схем расположения полей допусков калибров-скоб (таблица 2) вычисляем следующие величины

1. Минимальный размер проходного калибра-скобы:

$$Pr_{\min} = D_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 39.92 - 0.013 - \frac{0.008}{2} = 39.903 \text{ ,мм}$$

2. Минимальный размер непроходного калибра-скобы [13,16]:

$$HE_{\min} = D_{\min} - \frac{H_1}{2} = 39.858 - \frac{0.008}{2} = 39.854 \text{ ,мм}$$

Можно вычислить предельные размеры контркалибров к скобам.

$$1. K - PP_{\max} = D_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 - 0.013 + 0.0015 = 39.9085 \text{ ,м}$$

$$2. K - I_{\max} = D_{\max} + y_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 + 0 + 0.0015 = 39.9215 \text{ ,м}$$

$$3. K - HE_{\max} = D_{\min} + \frac{H_p}{2} = 39.858 + 0.0015 = 39.85 \text{ , мм}.$$

5 РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА ПРОИЗВОДСТВЕ

5.1 Анализ условий труда на автомобиле

Для повышения работоспособности и производительности труда большое значение имеет соответствие конструкции машины (или оборудования) и организации рабочего места антропометрическим данным и физиологическим возможностям человека [3,4, 18].

Конструкция тракторов отечественного производства далеко не совершенна, и нуждается в дальнейшей модернизации. В последнее время заводами-изготовителями предпринимаются попытки улучшения условий труда водителей, путём внедрения новых технологий и разработок в производство сельскохозяйственной техники.

При работе на автомобилиста действуют следующие негативные факторы: повышенный уровень шума и вибрация, загрязняющие примеси в воздухе (пыль и отработавшие газы). Чтобы свести к минимуму действие этих факторов в кабине предусмотрены следующие приспособления: поддрессоренное сидение, шумоизоляция, герметизированная кабина, воздухоочиститель. Но все эти приспособления не полностью исключают действие отрицательных факторов, так как их конструкция нуждается в дальнейшей доработке.

Одним из методов снижения токсичности и дымности отработавших газов является качественная очистка топлива от загрязняющих его частиц.

Хорошо очищенное топливо при сгорании выделяет намного меньше вредных веществ, и, как следствие, уменьшается их поступление в атмосферный воздух, а вместе с ним – в воздух рабочей зоны.

Рабочая зона - это участок пространства, ограниченный зонами досягаемости рук в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Пространство, ограниченное дугой, очерчиваемой кончиками пальцев

полностью вытянутой руки, называется зоной максимальной досягаемости. Пространство, ограниченное дугой, очерчиваемой кончиками пальцев руки при её движении в локтевом суставе, называется зоной нормальной досягаемости.

В зоне нормальной досягаемости можно выполнять самые точные и очень частые движения и размещать наиболее часто используемые органы управления [3,4].

Организация рабочего места - это система мероприятий по созданию условий, необходимых для достижения высокой производительности труда, при наиболее полном использовании технических возможностей машины и оборудования, способствующих поддержанию высокой работоспособности, и сохранению здоровья человека.

В условиях сельскохозяйственного производства организация рабочих мест имеет специфические особенности и в ряде случаев весьма затруднительна.

Рациональная организация рабочих мест во многом зависит от правильности определения рабочей зоны, зон досягаемости и размещения в их пределах предметов оснащения рабочего места.

5.2 Расчёт вентиляции кабины проектируемого автомобиля

Расчет вентиляции кабины автомобиля производим из условий поддержания оптимальной температуры.

Определяем воздухообмен в кабине L_{np} , м³/ч, по формуле [3,4]:

$$L_{np} = \frac{Q}{0,24 \cdot (t_{ух} - t_{np})}, \quad (5.1)$$

где $t_{ух}$, t_{np} – температура уходящего и приходящего воздуха, °С;

Q – количество явного тепла выделяемого в кабине, ккал/ч.

$$L_{np} = \frac{160}{0,24 \cdot (5 - 20)} = 133, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Температуру воздуха, удаляемого из кабины t_{yx} , °C, по эмпирической формуле:

$$t_{yx} = t_{pz} + \Delta t \cdot (h-2), \text{°C}, \quad (5.2)$$

где t_{pz} - нормируемая температура в рабочей зоне, °C;

Δt – температурный градиент по высоте кабины ($\Delta t = 2-3 \text{°C/Н}$);

Н - расстояние от пола до центра вентиляционных проемов, м.

$$t_{yx} = 26 - 2 \cdot (1.5 - 2) = 25.$$

Определяем мощность, потребляемую вентилятором N, кВт, по формуле:

$$N = \frac{L_{np} \cdot H \cdot K}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_a \cdot \eta_n} \quad (5.3)$$

где Н - создаваемое вентилятором давление, Па;

К – коэффициент запаса, принимают равным 1,1...1,2;

η_v - КПД вентилятора;

η_n – КПД передачи,

$$N = \frac{133 \cdot 27 \cdot 1,2}{3600 \cdot 102 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 0,02 \text{ кВт}.$$

Определяем мощность электродвигателя N дв, кВт, по формуле:

$$N_{\text{дв}} = (1,4 - 1,5) \cdot N_n, \quad (5.4)$$

$$N_{\text{дв}} = 1,4 \cdot 0,02 = 0,03.$$

5.3 Противопожарная безопасность

Согласно ГОСТ 12.1.033-81 ССБТ «Пожарная безопасность. Термины и определения» пожарная безопасность – состояние объекта, при котором с установленной вероятностью исключается возможность возникновения и развития пожара и воздействия на людей опасных факторов пожара, а также обеспечивается защита материальных ценностей.

Основными причинами, способствующими возникновению и развитию пожаров, являются:

- нарушение пожарных норм и правил в технологических процессах;

- захламление горючими материалами, изделиями и отходами; халатное отношение к должностным обязанностям;
- небрежное обращение с огнем;
- эксплуатация неисправных технологических установок;
- разряды статического электричества, молнии;
- самовозгорание, самовоспламенение;
- хранение несовместимых материалов;
- отсутствие должностного надзора;
- необученность работающих; отсутствие эффективных средств борьбы с пожарами.

Пожарная профилактика – это комплекс мероприятий, направленных на предупреждение пожаров и создание условий для их успешного тушения. Одна из главных ее задач – создание условий для человека на производстве и в быту [3].

Мероприятия по пожарной безопасности должны быть технически обоснованы, экономически целесообразны и осуществимыми в условиях данного объекта. К разработке мероприятий по устранению пожарной опасности технологических процессов, складских операций, хранения материалов, разработке правил эксплуатации отдельных, особо опасных установок и аппаратов привлекают инженерно-технический персонал объектов.

Производственные процессы непрерывно изменяются и совершенствуются. Это требует соответствующего совершенствования пожарно-профилактических мероприятий и изменения их технического оформления. Обеспечение пожарной безопасности объекта и выбор наиболее эффективных профилактических мероприятий зависит от конкретных условий. Поэтому каждый работник должен знать основные положения, направленные на обеспечение пожарной безопасности рабочего места участка цеха, а именно: пожарную характеристику веществ и материалов; правила выявления и своевременного устранения опасностей, которые могут

возникнуть при эксплуатации производственных установок; действующие приказы и инструкции по пожарной безопасности и пожарные требования, предъявляемые к оборудованию в условиях безопасной его эксплуатации; объект на котором он работает, его технологию, особенности пожарно-профилактических мероприятий; причины и условия, которые могут вызвать пожары и взрывы; методы борьбы с пожарами применительно к особенностям объекта [4].

Мероприятия по предупреждению возгораний лесозаготовительной техники заключаются в ежедневном осмотре и приведении в исправное состояние узлов и систем, которые могут быть причинами загорания; в регулярной чистке машины от легковоспламеняющихся материалов, которые не должны находиться в кабине. Кроме того, кабина трелевочной машины должна быть оснащена огнетушителем марки ОУ-5.

Инструкция по технике безопасности при работе с подъемником гидравлическим при техническом обслуживании автомобиля

1. Общие требования

1.1. К обслуживанию автомобилей допускаются лица, прошедшие специальную подготовку и имеющие соответствующие удостоверение.

1.2. К работе допускаются механизаторы, слесари, мастера–наладчики, прошедшие медосмотр и инструктаж по технике безопасности.

2. Перед началом работы:

2.1. Установить автомобиль на горизонтальной площадке, выключить двигатель, самопроизвольный откат не допускается.

2.2. Возле трактора не должно находиться посторонних лиц.

2.3. Проверить герметичность гидравлических соединений подъемника, подтекание не допускается и убедиться в отсутствии повреждений.

3. В процессе работы запрещается:

3.1. Оставлять гидравлическое приспособление без присмотра во время проведения работ.

3.2. Во время работы запрещается находиться под автомобилем при нагнетании или сбросе давления.

3.3. Запрещается без необходимости нажимать педали, "нагнетание" или "сброс давления".

4. Требования при аварийной ситуации:

4.1. Прекратить работу, нажать педаль "сброс давления" убедившись в отсутствии рабочих под агрегатом.

4.2. В случае стихийного бедствия действовать по правилам Гражданской обороны.

4.3. При несчастном случае пострадавшему оказать первую медицинскую помощь и доставить в больницу или медсанчасть.

5. По окончании работы необходимо:

5.1. Вернуть автомобиль (агрегат) в первоначальное положение.

5.2. Убрать подъемник на место хранения и накрыть чехлом [3,4].

5.4 Безопасность при использовании конструкции

1. Анализ производственного травматизма на автотранспортных предприятиях показал, что наибольшее число травм происходит при снятии и постановке колес автомобиля, ступиц с барабанами, карданных валов, коробок передач, редукторов и рессор. При выполнении данных работ необходимо пользоваться специальными приспособлениями.

2. Наибольшую опасность могут представлять работы проводимые с использованием гидравлических подъёмников для исключения случаев травматизма разработаны соответствующие инструкции (приложение 1).

3. Стационарное оборудование должно устанавливаться на фундаменты и надежно крепиться болтами. Опасные места должны ограждаться.

4. Движущиеся части оборудования должны иметь надежные и исправные ограждения или должны быть снабжены другими средствами защиты, обеспечивающими безопасность работ. Включение оборудования должно производиться только после его осмотра, а также после осмотра ограждающих устройств (при их наличии) [17].

Санитарное состояние зоны

Рабочие места на участке должны содержаться в чистоте, все инструменты должны храниться в инструментальном ящике. В конце каждой смены производится уборка силами технических работников, используемые технические жидкости применяемые в процессе работы хранятся в специальной таре, материалы отработанные в процессе работы складываются в специальном месте и по мере накопления вывозятся. Число шкафов для одежды определяется количеством работников участка.

Окраска поверхностей строительных конструкций и установленного оборудования производится регулярно и соответствует требованиям СНиП 23-05-95. Безопасность при работе с оборудованием работающим под давлением. На предприятии широко применяется пневматический инструмент, для обеспечения его работы используется поршневой компрессор объемом 500 л. Поршневой компрессор установлен в специализированном помещении. И эксплуатируется в соответствии с нормами предусмотренными ССБТ «Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные» [16].

Электробезопасность

Зона ТО и Р относится к категории повышенной опасности.

При работе на участке с электроприборами, необходимо помнить о технике безопасности. Работа на участке с электродрелью и другим электрическим инструментом при рабочем напряжении больше 42В допускается только при двойной изоляции токопроводящего провода, в

резиновых перчатках и калошах либо стоя на изолированной поверхности. Все стационарное оборудование заземлено. ГОСТ 12.1.009-76 устанавливает применяемые в технике и производстве термины и определения основных понятий в области электробезопасности. ГОСТ 12.4.013-78 в разделе «Средства коллективной защиты» дает перечень основных видов средств защиты от поражения электрическим током. Опасность поражения человека током на участке являются схемы включения человека в цепь, напряжения сети, схемы самой сети, режима ее нейтрали, степени изоляции токоведущих частей земли.

Для защиты людей от поражения электрическим током, проектом предусмотрены мероприятия ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление», ГОСТ 11516-94 (МЭК 900-87) «Ручные инструменты для работ под напряжением до 1000В переменного тока. Общие требования и методы испытаний»:

- на всех стационарных электроустановках (станок вертикально-сверлильный, станок наждачный, сварочный аппарат, электроподъемник) применяется защитное заземление;

- для автоматического отключения электроустановок при возникновении в них опасности поражения электрическим током применяется защитное отключение;

- в переносном электрооборудовании (светильники, ручная электродрель), чтобы уменьшить опасность поражения электрическим током, применяется двойная изоляция;

- используются светильники малого напряжения (36 В)

Шины и провода защитного заземления (зануления) должны быть доступными для осмотра и окрашены в черный цвет. Во всех защитных устройствах устанавливаются только калиброванные предохранители [3,4].

5.5 Физическая культура на производстве

Производственная гимнастика как элемент научной организации труда должна массово и прочно войти в режим трудового дня. Ей отводится роль профилактического средства поддержания высокой работоспособности на протяжении рабочего дня. Сеченовский феномен активного отдыха - важное условие для плодотворной интеллектуальной деятельности. Многочисленные научные данные свидетельствуют о том, что чередование умственного труда с выполнением физических упражнений и повышают сопротивляемость организма эмоциональному стрессу и предупреждению процессами, работой анализаторов, точными и быстрыми действиями и т.д.

Основное назначение физических упражнений, которые используются в процессе труда, - снижение профессионального утомления. Оказывая благотворное влияние на организм работающего, физические упражнения регулируют мозговое и периферическое кровообращение. Мышечные движения создают огромное число нервных импульсов, которые обогащают мозг массой ощущений, способствуют устойчивому настроению.

Важно учитывать виды труда, которые отличаются степенью физической нагрузки большим нервно-психическим напряжением (это профессии педагога, врача, инженера, ученого и т.д.).

По степени физической активности и величине нервно-психологического напряжения выделяют медицинских работников, труд которых связан с большой ответственностью за принятие правильного решения, в особенности труд хирургов, отличающийся высоким нервно-эмоциональным напряжением и длительным статическим напряжением мышц в процессе операции.

Перечисленные выше виды труда предъявляют высокие требования к деятельности головного мозга, зрительного анализатора, связанного с напряжением внимания, к продолжительным статическим нагрузкам на мышечный аппарат [24].

6 РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Производство двигателей внутреннего сгорания продолжается увеличиваться, так как этот источник энергии обладает высокой топливной экономичностью, достаточно небольшой металлоемкостью, длительным сроком службы, автономностью, простотой, удобством и безопасностью в использовании. Вместе с этим ДВС является источником загрязнения окружающей среды, вибрации и шума. Применение ДВС во всех сферах народного хозяйства и постоянное увеличение их количества остро ставит вопрос повышения качества двигателей, которое определяется соответствием их требованиям действующего законодательства, а также техническим уровням, определяющим конкурентоспособность. Основными направлениями совершенствования являются: уменьшение уровня токсичности и вредности отработавших газов, вибрации и шумности, удельных расходов топлива и масла, металлоемкости, увеличение литровой мощности, надежности и ресурса работы [5,9,10,22].

В целях защиты окружающей среды от загрязнения продуктами сгорания во многих странах введены стандарты, ограничивающие предельно допустимое содержание вредных веществ в отработавших газах двигателя.

Обеспечение экологических приоритетов становится все более важным элементом социального прогресса. Эти приоритеты постепенно приобретают характер абсолютных ценностей. Следовательно, уже сегодня, а тем более в будущем, любое экономическое или политическое решение, которое нарушает научно обоснованные медицинские, экономические, экологические или иные требования к окружающей среде, является в принципе неприемлемым.

В условиях интенсивного использования природных ресурсов человеком, вовлечение их в хозяйственную деятельность причиняет все более ощутимый ущерб самой природе. Она стала терять свою уникальную

способность к самовосстановлению. Нарушаются естественные биологические циклы, тормозятся процессы развития, природа все чаще ощущает мощные «залповые» воздействия общества.

К основным загрязняющим атмосферу веществам, которые выбрасывают ДВС, относят: окись углерода, углеводороды и оксиды азота. Окись углерода (CO) и оксиды азота (NO_x) поступают в атмосферу только с выхлопными газами, тогда как не полностью сгоревшие углеводороды (H_nC_m) поступают как вместе с выхлопными газами, так и из картера, топливного бака [5,22].

Действие токсичных компонентов на человеческий организм разнообразно: от имитации незначительных неприятных ощущений, до раковых заболеваний. Степень воздействия зависит от их концентрации в атмосфере, состояния человека и его индивидуальных особенностей.

Оксид азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образует азотную кислоту, которая разрушает легочную ткань, вызывает хронические заболевания. По мере увеличения загрязненности воздуха оксидом азота увеличивается его влияние на организм человека.

Оксид азота, в первую очередь NO_2 , вызывают необратимые изменения в сердечно-сосудистой системе, оказывает патологическое состояние беспокойства. В соединении с углеводородами они образуют токсичные нитроолефины. При хроническом отравлении наблюдаются воспалительные заболевания дыхательных путей, хронические бронхиты, мышечная и сердечная слабость, нервные расстройства.

Углеводороды парафинового и олефинового рядов вызывают неприятный запах и раздражающее воздействие, а также способны вызывать хронические заболевания. Ряд ароматических углеводородов обладают сильными отравляющими свойствами, воздействуют на процессы кровообращения, центральную нервную и мышечную систему [22].

Окись углерода воздействует на организм человека как сильный дыхательный яд. Сущность его действия заключается в более высокой чем у

кислорода (в 250 раз) способности присоединяться к гемоглобину крови, создавая устойчивое соединение – карбоксигемоглабин, который затрудняет процесс газообмена в клетках, что приводит к кислородному голоданию.

Качественный и количественный состав отработавших газов в основном зависит от типа двигателя, его конструктивных параметров и совершенства процесса сгорания, режимов работы, регулировок и технического состояния.

России с 1 января 2001 года нормы «Евро-2» пока является чисто декларативным актом, поскольку, нерациональная структура отечественной нефтепереработки (недостаточны мощности вторичных процессов) определяет низкое качество производимых бензинов и дизельного топлива, не соответствующих современным требованиям. С другой стороны, качество отечественных автомобильных двигателей оставляет желать лучшего. Российские двигатели в большинстве уступают зарубежным по таким показателям, как удельная мощность, экономичность, шумность, эксплуатационная технологичность, экологичность и ремонтпригодность. Согласно постановления Правительства Российской Федерации от 15 марта 1999 года № 286 «Основные направления развития автомобильной промышленности России на период до 2005 года» и проекта Федеральной целевой программы «Развитие автомобильной промышленности России на период до 2005 года» выпуск отечественных автомобильных двигателей, отвечающих современным требованиям по сохранению окружающей среды, следует ожидать не ранее 2010 года. Поэтому, в настоящее время единственным путем повышения экологичности автотранспорта является его перевод на природный газ, что обеспечит сокращение вредных выбросов в окружающую среду двигателями автомобилей до уровня, отвечающего жестким европейским нормам [9,22].

7 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

7.1 Расчёт производительности

Сменная производительность рассчитывается по формуле [2,11,12]:

$$\Pi_{см} = \frac{T_{см} - T_{пз} + T_{отд}}{t_{хх} + t_{мх} + t_{н} + t_{с}} \cdot Q, \text{ м}^3 \quad (7.1)$$

где $T_{см}$ – продолжительность смены, $T_{см}=480$ мин;

$T_{пз}$ – подготовительно-заключительное время, мин.; $T_{пз}=30$ мин/рейс;

$T_{отд}$ – время на отдых и личные надобности, мин.; $T_{отд}=20$ мин/рейс;

$t_{хх}+t_{тх}$ – время пробега расстояния трелевки в обоих направлениях, мин/рейс, по данным предприятия для базовой техники и для новой техники $t_{хх}+t_{тх}=5,83$ мин/рейс;

$t_{н}$ – время набора пачки для базовой техники и для новой техники $t_{н}=7,05$ мин/рейс;

$t_{с}$ – время сброса пачки на погрузочной площадке для базовой техники и для новой техники $t_{с}=5,4$ мин/рейс;

Q – нагрузка на рейс, м^3

для базовой техники $Q_б=2,5 \text{ м}^3$;

для новой техники $Q_{нр}=2,8 \text{ м}^3$.

Рейсовая нагрузка после модернизации увеличивается до $2,8 \text{ м}^3$.

Сменная производительность базовой ($\Pi_{см1}$) и новой ($\Pi_{см2}$) техники

$$\Pi_{см1} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,5 = 58,8 \text{ м}^3,$$

$$\Pi_{см2} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,8 = 65,9 \text{ м}^3.$$

Годовая производительность техники определяется по формуле:

$$\Pi_{год} = \Pi_{см} \cdot D_p \cdot K_{см}, \text{ м}^3 \quad (7.2)$$

где D_p – число рабочих дней в году [23];

$K_{см}$ – коэффициент сменности,

$$\Pi_{год1} = 58,8 \cdot 210 \cdot 1 = 12348 \text{ м}^3,$$

$$\Pi_{\text{год}} 2 = 65,9 \cdot 210 \cdot 1 = 13839 \text{ м}^3.$$

Рост производительности труда определяется по формуле:

$$P_{\text{ПТ}} = \frac{\Pi_{\text{год}} 2 - \Pi_{\text{год}} 1}{\Pi_{\text{год}} 1} \cdot 100\%, \quad (7.3)$$

$$P_{\text{ПТ}} = \frac{13839 - 12348}{12348} \cdot 100\% = 12\%.$$

Расчёт инвестиций (капитальных вложений) в технику

Балансовая стоимость базовой техники (KB_1) определяется исходя из договорной цены и расходов на транспортировку и монтаж, учитываемых коэффициентом $K_{\text{тр}}$, принимаемым равным 1,1 [10,11].

$$KB_1 = C_1 \cdot K_{\text{тр}}, \text{ руб} \quad (7.4)$$

$$KB_1 = 390000 \cdot 1,1 = 429000 \text{ руб.}$$

Балансовая стоимость новой техники (KB_2) рассчитывается укрупнено, исходя из стоимости сопоставимой массы техники:

$$KB_2 = \frac{KB_1}{G_1} \cdot G_2 \cdot K_{\text{сл}}, \quad (7.5)$$

где G_1, G_2 – масса базового и проектируемого;

KB_1, KB_2 – балансовая стоимость базового и проектируемого;

$K_{\text{сл}}$ – коэффициент сложности, принимается равным 1,03.

$$KB_2 = \frac{429000}{9900} \cdot 9920 \cdot 1,03 = 442760 \text{ руб.}$$

Дополнительные капиталовложения составят:

$$KB_{\text{нов}} = 442760 - 429000 = 13760 \text{ руб.}$$

Расчёт эксплуатационных затрат

Эксплуатационные затраты могут рассчитываться на год или на машину смену [23].

Расчет делаем на машину-смену.

Эксплуатационные затраты на машино-смену включают следующие статьи затрат:

1. Заработная плата производственных рабочих с начислениями
2. Себестоимость содержания машино-смены, включающая

следующие статьи:

- Заработная плата вспомогательных рабочих с начислениями;
- затраты на ТСМ;
- амортизационные отчисления;
- затраты на ТО и ТР;
- прочие производственные затраты.

3. Затраты на восстановление износа и ремонт шин.

Заработная плата производственных рабочих рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{пр} = T_{ст} \cdot T_{см} \cdot K_{допл}, \quad (7.6)$$

где $T_{ст}$ - часовая тарифная ставка VI разряда, $T_{ст}=10,0$ руб/час;

$T_{см}$ - продолжительность смены, $T_{см}=8$ час;

$K_{допл}$ - коэффициент доплат, учитывающий все доплаты к тарифному фонду. По данным предприятия $K_{допл}=1,5$.

$$ЗП_{пр1} = ЗП_{пр2} = 10,0 \cdot 8 \cdot 1,5 = 120,0 \text{ руб.}$$

Отчисления на единый социальный налог составляют 35,6%, на страхование от несчастных случаев 4,4%, всего 40,0%.

$$H_{зп1} - H_{зп2} = 0,4 \cdot 120 = 48,0 \text{ руб.}$$

Себестоимость содержания машино – смены

Заработная плата вспомогательных рабочих рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{всп} = T_{ст} \cdot T_{см} \cdot H_{тз} \cdot K_{допл}, \text{ руб} \quad (7.7)$$

где $T_{ст}$ - тарифная ставка III разряда, руб/час., $T_{ст}=5,0$ руб.;

$T_{см}$ - продолжительность смены, 8 час.;

$H_{тз}$ - норматив трудозатрат на вспомогательные работы,

$H_{тз}=0,32$ чел·час/м·см.,

$$3П_{есн1} - 3П_{есн2} = 5,0 \cdot 8 \cdot 0,32 \cdot 1,3 = 16,64 \text{ руб.}$$

Начисления на заработную плату вспомогательных рабочих составляют 40,0% [10,23].

$$H_{н.есн} = 0,4 \cdot 16,64 = 6,66 \text{ руб.}$$

Затраты на топливо и смазочные материалы определяются исходя из стоимости топлива ($Ц_t$), удельного расхода топлива (q), мощности двигателя ($K_{дв}$), коэффициентов использования двигателя по времени ($K_{вр}$) и мощности ($K_{мощ}$), продолжительности смены ($T_{см}$), коэффициента, учитывающего транспортные расходы ($K_{тр}$) и коэффициента, учитывающего смазочные материалы ($K_{см}$). Для базового $K_{см}=1,25$; для проектируемого $K_{смпр}=1,23$.

$$З_{T_1} = 7,5 \cdot \frac{231}{1000} \cdot 195 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,25 = 297,3 \text{ руб.};$$

$$З_{T_2} = 7,5 \cdot \frac{228}{1000} \cdot 231 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,23 = 328,4 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления рассчитываются по формуле:

$$A = БС \cdot H_a / 100\% / D_p / K_{см}, \text{ руб.} \quad (7.8)$$

где БС - балансовая стоимость техники;

H_a - годовая норма амортизации, %, $H_a=25\%$;

D_p - число рабочих дней в году;

$K_{см}$ - коэффициент сменности.

$$A_1 = \frac{429000 \cdot 25}{100 \cdot 210} = 510,7 \text{ руб.},$$

$$A_2 = \frac{442760 \cdot 25}{100 \cdot 210} = 527,1 \text{ руб.}$$

Затраты на ТР и ТО определяются исходя из сложившихся на предприятии нормативов отчислений (12% от балансовой стоимости в год).

$$З_{ТР} = БС \cdot H_{ТР} / 100\% / D_p / K_{см}, \text{ руб.} \quad (7.9)$$

$$З_{ТР1} = \frac{429000 \cdot 12}{100 \cdot 210} = 245,1 \text{ руб.},$$

$$З_{TP2} = \frac{442760 \cdot 24}{100 \cdot 210} = 253,0 \text{ руб.}$$

Прочие производственные затраты принимаем в размере 10% от суммы предыдущих затрат [23]:

$$З_{np1} = 107,6 \text{ руб.,}$$

$$З_{np2} = 113,2 \text{ руб.}$$

7.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности

Условно-годовая экономия от снижения себестоимости трелевки

$$\mathcal{E}_c = (C_1 - C_2) \cdot \Pi_{год2} = (23,0 - 21,4) \cdot 13839 = 22142 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости новых капитальных вложений

$$T_{ок} = KB / \mathcal{E}_c = \frac{13760}{22142} = 0,62_{года} = 7,5_{месяца}.$$

Годовой экономический эффект рассчитываем по формуле:

$$\mathcal{E}_{год} = \mathcal{E}_c - KB_{нов} \cdot R, \text{ руб.} \quad (7.10)$$

где R - среднеотраслевая рентабельность, %. Принимаем R=20%.

$$\mathcal{E}_{год} = 22142 - 13760 \cdot 0,2 = 19390 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход определяется по формуле:

$$\mathcal{ЧДД} = \mathcal{E}_c \cdot \sum_{t=1}^{T_{сл}} \frac{1}{(1 + \alpha)^{t-1}} - K_{нов}, \quad (7.11)$$

где $T_{сл}$ - срок службы, лет. Принимаем $T_{сл}=4$ года;

t - текущий год;

α - коэффициент дисконтирования, принимаемый равным ставке рефинансирования ЦБ (18%) [22].

$$\mathcal{ЧДД} = 22142 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,18} + \frac{1}{1,18^2} + \frac{1}{1,18^3}\right) - 13760 = 56522 \text{ руб.}$$

Результаты расчетов сводим в таблице 6.3.

Таблица 7.1 - Основные технико-экономические показатели проекта

№ п/п	Показатели	Ед. изм.	БА	ПА
1.	Производительность			
	Сменная	м ³	58,8	59,6
	Годовая	м ³	12348	13839
2.	Капитальные вложения	Тыс. руб.	429,0	442,8
3.	Эксплуатационные затраты на м-	Руб.	1352	1413
4.	Себестоимость трелевки 1м ³	Руб./м ³	23,0	21,4
5.	Условно-годовая экономия	Руб.	-	22142
6.	Годовой экономический эффект	Руб.	-	19390
7.	Чистый дисконтированный доход	Руб.	-	56522
8.	Срок окупаемости капитальных	Мес.		7
9.	Рост производительности труда		-	12

Вывод: Разработанный барабанный тормозной механизм с пневмоприводом с компенсатором износа для автомобиля КамАЗ 55102., экономически эффективна, т.к. использование ее потребителем позволяет получить годовую экономию 22 тыс.руб., чистый дисконтированный доход за весь срок службы составит почти 57 тыс.руб.

Капитальные вложения окупятся за 7 месяцев.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе (ВКР) разработан барабанный тормозной механизм с пневмоприводом с компенсатором износа для автомобиля КамАЗ 55102.

Проделанной работой были достигнуты следующие результаты:

- в результате анализа тормозной системы было выявлено слабое место системы;
- в результате патентного обзора была определена наиболее эффективная схема улучшения тормозного механизма;
- в результате анализа темы выявлены пути интеграции компенсатора износа в тормозной механизм;
- разработана маршрутная карта сборки изделия;
- произведен анализ конструкции на прочность;
- произведен математический расчет параметров тормозного механизма;

Все полученные в ходе выполнения ВКР результаты имеют технологическое обоснование и при возможности их финансирования могут быть воплощены в действительности.

Расчеты экономической эффективности показывают, что годовая экономия составит 22 тыс. руб., чистый дисконтированный доход за весь срок службы составит почти 57 тыс.руб. срок окупаемости конструкции составят 7 месяцев.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили. Учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский, Под ред. А.В. Богатырева. - 3-е изд., стер. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014.
2. Агарков А.П. Экономика и управление на предприятии [Электронный ресурс]: Учебник/ А.П. Агарков, Р.С. Голов, В.Ю. Теплышев и др.; под ред. д.э.н., проф. А.П. Агаркова. - М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К°», 2013. - 400 с.
3. Безопасность жизнедеятельности. Учебник для вузов. С.В.Белов, В.А.Девисилов, А.В.Ильницкая и др. Под общей ред. С.В.Белова. -8-е издание – М.: Высшая школа,2009.- 616 с.
4. В.А.Девисилов. Охрана труда: учебник / В.А. Девясилов -4-е издание перераб. и доп. – М.: Форум, 2009.- 496 с.
5. Гончарова, О. В. Экология: учеб. пособие для вузов / О. В. Гончарова. - Ростов на -Дону : Феникс, 2013. — 366 с.
6. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.П.Гребнев, О.И.Поливаев, А.В.Ворохобин; Под общ. ред. О.И.Поливаева. – М.: КНОРУС, 2011. – 264с.
7. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник. - М.: изд-кий центр Академия, 2008, -432с.
8. Зангиев А. А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. ил. – / А. А. Зангиев, А. В. Шпилько, А.Г. Левшин. – М:Колос, 2008. – 320с
9. Коробкин, В.И. Экология : учебник для студентов бакалаврской ступени многоуровневого высшего профессионального образования [Текст] /В.И.Коробкин, Л.В.Передельский.-Ростов-на Дону:Феникс,2012.-602с.
10. Маврицев, В.В. Общая экология : курс лекций [Текст] / В.В.Маврицев.-3-е изд.-Минск:Новое знание ; Москва:Инфра.-М., 2012.- 298с.

11. Организация производства и управление предприятием: Учебник / О.Г. Туровец, В.Б.Родионов и др.; Под ред. О.Г.Туровца - 3-е изд. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 506 с
12. Организация производства на промышленных предприятиях: Учебник / И.Н. Иванов. - М.: НИЦ Инфра-М, 2013. - 352 с.
13. Сидорин Г.А. «Обработка металлов резанием». Методические указания. Изд. КГСХА Казань – 2001
14. Организация производства: Учебник / Р.А. Фатхутдинов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2011. - 544 с.
15. Сервис импортной и отечественной сельскохозяйственной техники и оборудования в современных условиях /часть 1/ К.А Хафизов, Б.Г.Зиганшин, А.Р.Валиев, Н.И.Семушкин; под ред. Д.И.Файзрахманова. – Казань: Изд-во КГАУ, 2009. – 444 с.: ил
16. Технология машиностроения: учебник / Л.В.Лебедев и др.-2-е изд., -М.: Издательский центр Академия, 2008.- 528 с.
17. Тракторы и автомобили Учебник/А.В.Богатырев, В.Р.Лехтер - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 425 с. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.znaniyum.com>
18. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С.Туревский. - М : ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2009. - 208 с : ил.
19. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С.Туревский. - М : ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2011. – 208 с.
20. Хафизов К.А. Электронные системы управления двигателем. – Казань: КГАУ, 2010. – 408с.
21. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н. Выпускная квалификационная работа. Учебно- методическое пособие для бакалавров по направлениям подготовки «Агроинженерия», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и специалистов по направлению подготовки

«Наземные транспортно-технологические средства» – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2014.– 280 с.

22. Экология и экологическая безопасность автомобиля: учебник / М.В. Графкина, В.А. Михайлов, К.С. Иванов; Под общ. ред. М.В. Графкиной. - М.: Форум, 2009. - 320 с. Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=173866>

23. Экономика предприятия: Учебник. Практикум / В.Д. Грибов, В.П. Грузинов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: НИЦ Инфра-М, 2013. - 448 с.

СПЕЦИФИКАЦИИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол. на			Примечание	
Перв. примен.									
					Стандартные изделия				
		1	Клин		1				
		2	Разжимной кулак		1				
		3	Ролик колодки тормоза		2				
		4	Ось ролика колодки тормоза		2				
	Справ. №		5	Колодка тормоза		2			
			6	Тормозная накладка		4			
			7	Пружина		4			
			8	Суппорт		1			
			9	Ось колодки тормоза		2			
			10	Чека оси колодки		2			
			11	Накладка осей колодок		1			
			12	Пружина регулировочного устройства		1			
			13	Распорная планка		1			
			14	Рычаг тормозных колодок		1			
Подп. и дата		15	Пружина		1				
		16	Пружина		1				
Взам. инв. №									
Подп. и дата									
Изм. № подл.									

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Сабиров Б.М.		06.20
Пров.		Хафизов Р.Н.		06.20
Н.контр.		Хафизов Р.Н.		06.20
Утв.		Хафизов Р.Н.		06.20

ВКР.23.05.01.121.20.ТУ 00.00.00 СБ

Тормозной механизм

Лит.	Лист	Листов
ц		1

Казанский ГАУ каф. ТАиЭУ
С251-07 группа

Копировал
Формат А4