

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ЧУВАШСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. И. Я. ЯКОВЛЕВА»**

**КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА
ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
И ОБОРУДОВАНИЯ**

Методические указания по выполнению курсовой работы

**Составитель
А. Н. Самсонов**

Чебоксары 2018

УДК 629.331(075.8)
ББК 39.33я7
К 65

Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования : методические указания по выполнению курсовой работы / сост. А. Н. Самсонов. – Чебоксары : Чуваш. гос. пед. ун-т, 2018. – 53 с.

Печатается по решению ученого совета ФГБОУ ВО «Чувашский государственный педагогический университет им. И. Я. Яковлева» (протокол № 10 от 25.05.2018 г.).

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» студентами очного и заочного отделений, обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, профиль «Автомобильный сервис».

Рецензенты:

Денисов Д. М., кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных, технологических машин и наземных транспортно-технологических средств Волжского филиала ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»;

Егоров В. П., кандидат технических наук, доцент кафедры машиноведения ФГБОУ ВО «Чувашский государственный педагогический университет им. И. Я. Яковлева».

© Самсонов А. Н., составление, 2018
© ФГБОУ ВО «Чувашский государственный педагогический университет им. И. Я. Яковлева», 2018

Оглавление

1 Общие положения	4
2 Структура курсовой работы	5
3 Методика выполнения разделов курсовой работы	8
3.1 Характеристика подвижного состава	8
3.2 Эксплуатационные свойства	13
3.2.1 Тяговый расчет автомобиля	14
3.2.2 Динамический расчет автомобиля	26
3.3 Анализ конструкции автомобиля	30
3.3.1 Расчет сцепления	31
3.3.2 Расчет коробки передач	34
3.3.3 Расчет карданной передачи	39
3.3.4 Расчет главной передачи и дифференциала	40
3.3.5 Расчет рулевого управления	41
3.3.6 Расчет подвески автомобиля	43
3.3.7 Расчет тормозной системы автомобиля	43
4 Вопросы для самоконтроля	45
Список используемой и рекомендуемой литературы	49
Приложения	50

1 Общие положения

Целью курсовой работы является закрепление знаний, необходимых для анализа конструкций автомобилей, их агрегатов и систем, эксплуатационных свойств, а также умения производить элементарные расчеты, связанные с оценкой работоспособности указанных объектов на основе проектировочных расчетов.

При выполнении курсовой работы решаются следующие задачи:

- закрепление знаний по конструкции автомобилей;
- развитие навыков анализа конструкций агрегатов и механизмов автомобилей;
- реализация умения производить расчеты, связанные с оценкой работоспособности, прочности и эксплуатационной надежности агрегатов и механизмов автомобилей;
- закрепление знаний по эксплуатационным свойствам автомобилей.

2 Структура курсовой работы

Курсовая работа состоит из пояснительной записки.

Пояснительную записку составляют по частям в процессе расчетов и окончательно оформляют в конце выполнения работы.

Пояснительная записка должна содержать:

- Титульный лист
- Задание
- Аннотация
- Оглавление
- Введение
- Расчетная часть
- Заключение
- Литература
- Приложения

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки, оформляется на стандартном бланке (Приложение А).

Задание на курсовую работу выдает преподаватель и утверждает заведующий кафедрой. В задании указываются название темы, исходные данные для выполнения работы, структура работы. Задание подписывают студент и руководитель (Приложение Б).

Аннотация должна содержать краткие сведения о цели и задачах курсовой работы, структуре и объеме выполненной работы, способах решения поставленных задач и достигнутых результатах. Аннотация по объему соответствует одному листу формата А4, оформляется на листе по форме 2 ГОСТ 2.104.

В *оглавление* выносятся название всех разделов, подразделов с указанием страниц, на которых размещается начало текстового материала. Заголовки

содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Названия разделов пишутся прописными буквами.

Введение это вступительная часть пояснительной записки. Во введении обосновывается актуальность выбранной темы, цель и содержание курсовой работы, формулируются основные задачи, поставленные для решения в курсовой работе, объект и предмет исследования, сообщается, в чем заключается прикладная ценность полученных результатов.

Расчетная часть. В ней отражаются сущность, исходные данные и методики расчетов, результаты выполненной работы. В расчетной части следует отразить:

1 Характеристика подвижного состава

1.1 Основные технические характеристики

1.2 Компонентная схема подвижного состава

1.3 Расчет удельных показателей

2 Эксплуатационные свойства автомобиля

2.1 Тяговый расчет автомобиля

2.2 Динамический расчет автомобиля

3 Анализ конструкции заданного механизма автомобиля

3.1 Классификация заданного механизма автомобиля

3.2 Требования, предъявляемые к заданному механизму автомобиля

3.3 Расчет механизма автомобиля

В *заключении* по курсовой работе необходимо сформулировать выводы по всем разделам курсовой работы, перечислить решенные в курсовой работе задачи и дать рекомендации, по каким направлениям целесообразно произвести более глубокую проработку для успешного внедрения результатов курсовой работы.

В *библиографический список* заносят полное библиографическое описание книг и других источников, которые были использованы при выполнении работы и на которые в тексте записки имеются ссылки.

В *приложение* выносятся справочная информация (при необходимости).

Пояснительная записка к курсовой работе оформляется компьютерным (машинописным) способом.

Общий объем пояснительной записки: 25 - 40 стр. Формат А4, рамка форма 2 и 2а. Печать на компьютере: шрифт «Times New Roman» размер 14, полуторный интервал. Поля: левое – 30 мм, правое - 10 мм, верхнее - 15мм, нижнее – 20 мм.

3 Методика выполнения разделов курсовой работы

3.1 Характеристика подвижного состава

Основные технические характеристики.

В данном разделе необходимо привести характеристику заданного автомобиля.

На каждую модель автомобиля заводом-изготовителем дается техническая характеристика. К технической характеристике автомобиля относятся.

Габаритные размеры: длина, ширина, высота, база.

Передний свес - расстояние по горизонтали между центром передних колес и наиболее удаленной передней точкой автомобиля.

Задний свес - расстояние по горизонтали между центром задних колес и наиболее удаленной задней точкой автомобиля.

Угол переднего свеса и угол заднего свеса, измеряются путем проведения касательных к окружности переднего и заднего колес и через наиболее выступающие точки соответственно в передней и задней частях автомобиля.

Колея - расстояние между плоскостями симметрии шин одной оси, измеряемое в опорной плоскости. При сдвоенных колесах колею измеряют между плоскостями симметрии сдвоенного колеса одной оси.

Дорожный просвет - расстояние от самой нижней точки автомобиля до опорной поверхности при номинальной нагрузке автомобиля и номинальном давлении воздуха в шинах.

Радиус поворота (по следу переднего наружного колеса) - наименьшее расстояние от оси поворота автомобиля до плоскости симметрии шины его колеса.

Собственная масса - масса полностью заправленного (топливом, маслом, охлаждающей жидкостью) и снаряженного (инструментом, запасным колесом и т. п.) автомобиля, но без массы водителя, пассажиров и груза.

Номинальная грузоподъемность - грузоподъемность, на которую рассчитан автомобиль (для легковых автомобилей и автобусов число мест, включая водителя).

Максимальная скорость - скорость движения с полной нагрузкой на горизонтальных участках прямого шоссе, замеряемая при движении автомобиля в двух противоположных направлениях.

Контрольный расход топлива - количество топлива, необходимое для прохождения автомобилем 100 км пути по шоссе при полной нагрузке и при постоянной заданной скорости движения.

Кроме перечисленных параметров, в техническую характеристику автомобиля включают основные данные двигателя и его систем, характеристики трансмиссии, ходовой части, систем управления и электрооборудования, кабины, кузова или платформы, вспомогательного оборудования, заправочные емкости, а также данные по регулировкам и контролю.

В таблице 3.1 приведены основные технические характеристики автомобиля.

Таблица 3.1 – Технические характеристики автомобиля

Характеристики	Параметр

Компоновочная схема подвижного состава.

Компоновкой называют порядок размещения на автомобиле отдельных его механизмов и систем (компоновка шасси), а также частей кузова, отличающихся по назначению (компоновка кузова). Компоновочная схема автомобиля должна, прежде всего, отвечать условиям эксплуатации,

назначению и стоимости автомобиля, а также характеру его производства. Основными целями компоновки, общими для автомобилей всех типов, являются обеспечение:

1) такого распределения полной массы автомобиля по осям, при котором будет осуществляться надежное сцепление ведущих колес с поверхностью дороги;

2) минимальных размеров и массы автомобиля при заданной его грузоподъемности;

3) удобного и безопасного размещения людей и груза, доступности механизмов для их обслуживания и ремонта.

В данном пункте необходимо привести компоновочную схему автомобиля и дать характеристику основным агрегатам и механизмам.

Пример выполнения.

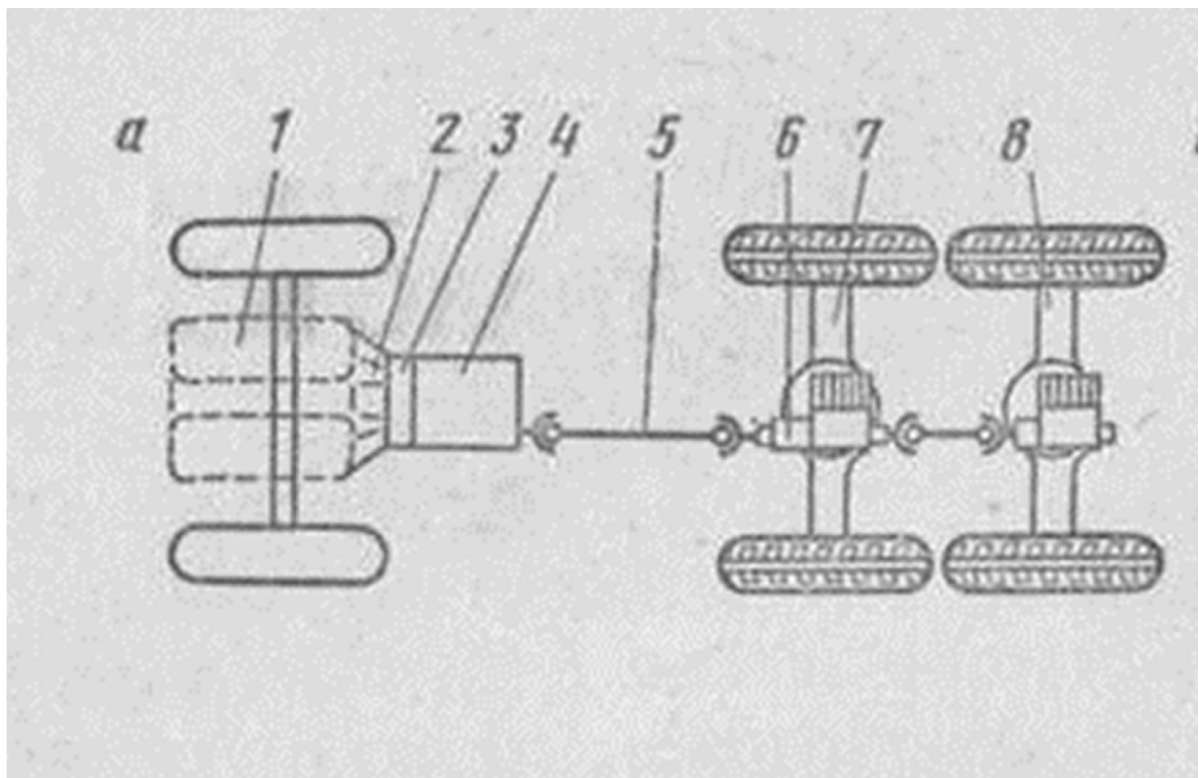


Рисунок 3.1 - Компоновочная схема автомобиля КамАЗ-5320

1 - двигатель; 2 - сцепление; 3 - передний делитель передач; 4 - коробка передач; 5 - карданная передача; 6 - дифференциал; 7 - средний ведущий мост; 8 - задний ведущий мост.

КамАЗ-5320 (6×4) – бортовой автомобиль предназначен для постоянной работы с прицепом, выпускается Камским автомобильным заводом. Кузов – платформа с тремя открывающимися бортами и тентом. Кабина - трехместная, цельнометаллическая, откидывающаяся вперед, оборудована местами крепления ремнями безопасности.

На КамАЗ-5320 устанавливался V-образный восьмицилиндровый четырехтактный дизель КамАЗ-740.10 мощностью 210 л.с. Форсунки - закрытого типа, ТНДВ - V-обр., 8-секционный, золотникового типа, с топливоподкачивающим насосом низкого давления, муфтой опережения впрыска топлива и всережимным регулятором частоты вращения. Воздушный фильтр - сухой, со сменным картонным фильтрующим элементом и индикатором засоренности. Двигатель оснащен электрофакельным устройством и предпусковым подогревателем ПЖД-30.

Трансмиссия была многоступенчатой и состояла из механической пятискоростной коробки передач с двухступенчатым передним делителем, что обеспечивало десять передних передач и две передачи заднего хода. Синхронизаторы - на II, III, IV и V передачах. Делитель снабжен синхронизатором, управление делителем - пневмомеханическое, преселекторное. Сцепление - фрикционное, сухое, двухдисковое, с периферийными пружинами, привод выключения — гидравлический с пневмоусилителем. Диаметр накладок - 350 мм. Карданная передача - два карданных вала. В ведущих среднем и заднем мостах применялась двойная главная передача из двух конических и двух цилиндрических шестерен, передаточное число - 6,53 (на модификациях - 7,22; 5,94; 5,43). Средний мост - проходной, с межосевым дифференциалом, блокируемым с помощью электропневматического или пневматического привода.

Подвеска.. Подвеска зависимая: передняя - на полуэллиптических рессорах с задними скользящими концами, с амортизаторами; задняя - балансирующая, на полуэллиптических рессорах, с шестью реактивными штангами, концы рессор - скользящие.

Тормоза. Рабочая тормозная система - с барабанными механизмами (диаметр барабана 400 мм, ширина тормозных накладок 140 мм, суммарная площадь накладок 6300 см², разжим - кулачковый), двухконтурным пневмоприводом. Тормозные камеры: передние - типа 24, тележки - 20/20 с пружинными энергоаккумуляторами. Стояночный тормоз - на тормоза тележки от пружинных энергоаккумуляторов, привод пневматический. Запасной тормоз совмещен со стояночным. Вспомогательный тормоз - моторный замедлитель с пневмоприводом. Привод тормозов прицепа - комбинированный (двух- и одноприводный). Имеется спиртовой предохранитель против замерзания конденсата.

Рулевое управление. Рулевой механизм - винт с шариковой гайкой и поршень-рейка, зацепляющаяся с зубчатым сектором вала сошки, передаточное число 20. Гидроусилитель - встроенный, давление масла в усилителе 80-90 кгс/см. кв.

Расчет удельных показателей.

Эффективность конструкции автомобиля можно охарактеризовать рядом частных показателей. Значения этих показателей представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Значения удельных показателей

№ п/п	Параметры	Расчетная формула	Значение
1.	Удельная мощность, Вт/кг	$N_{y\partial} = \frac{N_{e\max}}{G_a}$	
2.	Литровая мощность, кВт/л	$N_{\text{л}} = \frac{N_{\max}}{V_h}$	
3.	Удельная масса двигателя, кг/кВт	$G_N = \frac{G_{\partial\partial}}{N_{\max}}$	
4.	Коэффициент использования массы	$k_m = \frac{G_a}{G_o}$	
5.	Отношение хода поршня к диаметру	$\lambda = \frac{S}{D}$	

3.2 Эксплуатационные свойства автомобиля

В данной работе будет выполняться тяговый и динамический расчет автомобиля.

В таблице 3.3 представлены исходные данные для расчета (берутся из технических характеристик заданного автомобиля).

Таблица 3.3 – Исходные данные для расчета

Автомобиль /модель/	
Марка автомобиля	
Тип кузова	
Двигатель	
Число и расположение цилиндров/система питания	
Литраж, см^3 /л/	
Мощность эффективная N_e , кВт	
Частота вращения коленчатого вала, n , мин^{-1}	
Крутящий момент двигателя, M_e , Нм	
Частота вращения коленчатого вала, n , мин^{-1}	
Максимальная частота вращения n_{max} , мин^{-1}	
Номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_{\text{н}}$	
Габаритные размеры:	
длина автомобиля, мм	
ширина автомобиля, мм	
высота автомобиля, мм	
база автомобиля, мм	
Колея:	
передних колес, мм	
задних колес, мм	
Масса:	
снаряженная, кг	
полная, кг	

груза, кг	
количество пассажиров	
прицепа, кг	
Колесная формула	
Число передач	
Скорость движения автомобиля, км/ч	
Расход топлива, л/100 км	
Шины	
Передаточные числа:	
на I передаче	
на II передаче	
на III передаче	
на IV передаче	
на V передаче	
на прямой передаче	
главной передачи	
Приведенный коэффициент дорожного сопротивления	

3.2.1 Тяговый расчет автомобиля

Основой для тягового расчета автомобиля является внешняя скоростная характеристика двигателя (рисунок 3.2).

Потребная мощность двигателя при заданной максимальной скорости и грузоподъемности автомобиля (точка «А») определяется (кВт):

$$N_{eA} = \frac{[\psi(m_0 + m_2) \cdot 9,8 + R_w] V_{\max}}{10^3 \eta_{тр}}, \quad (3.1)$$

где ψ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

m_0 - снаряженная масса автомобиля, кг;

m_2 - масса перевозимого груза, кг (грузоподъемность или пассажироместимость определена техническим заданием);

R_w - сопротивление воздуха при движении автомобиля, Н;

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

η_{mp} - механический коэффициент потерь на трение (механический КПД трансмиссии).

Механический КПД трансмиссии определяется по формуле (с учетом числа пар зубчатых передач в кинематической схеме трансмиссии прототипа автомобиля):

$$\eta_{mp} = \eta_{xx} \eta_{\zeta} \eta_k \quad (3.2)$$

где $\eta_{xx} = 0,96$ – КПД, характеризующий потери холостого хода;

$\eta_{\zeta} = 0,985$ - КПД цилиндрической передачи;

$\eta_k = 0,975$ - КПД конической передачи;

n_{ζ} и n_k - соответственно число пар цилиндрических и конических передач, определяемых по кинематической схеме трансмиссии прототипа автомобиля.

Примерные значения механического КПД:

- для легковых автомобилей $\eta_{mp} = 0,90 \dots 0,92$;
- для грузовых обычной проходимости $\eta_{mp} = 0,85 \dots 0,88$;
- для грузовых автомобилей повышенной проходимости $\eta_{mp} = 0,80 \dots 0,85$;
- с одинарной главной передачей $\eta_{mp} = 0,85 \dots 0,90$;
- для автомобилей с двойной или червячной главной передачей $\eta_{mp} = 0,80 \dots 0,85$.

Снаряженная масса и грузоподъемность автомобиля задаются.

У легковых автомобилей и автобусов грузоподъемность определяется числом посадочных мест для пассажиров (пассажировместимость). При этом масса одного пассажира принимается равной:

- для легковых автомобилей - 80 кг (70 кг + 10 кг багаж);

для автобусов:

- городского- 68 кг
- пригородного - 71 кг (68 кг + 3 кг багажа)
- сельского (местного) - 81 кг (68 кг +13 кг багажа).
- междугородного - 91 кг (68 кг + 23 кг багажа)

Массу обслуживающего персонала автобуса (водитель, гид, кондуктор и др.), водителя и пассажиров в кабине грузового автомобиля принимают равной 75 кг на одного человека.

Связь между снаряженной массой автомобиля, грузоподъемностью и разрешенной максимальной массой осуществляется через коэффициент грузоподъемности:

$$\eta_m = \frac{m_z}{m_o} \quad (3.3.)$$

Сопротивление воздуха определяется по формуле [Н]:

$$R_w = \kappa F \cdot V_{\max}^2, \quad (3.4)$$

где κ - коэффициент обтекаемости автомобиля ($\text{Н с}^2/\text{м}^4$).

Приближенные значения коэффициента обтекаемости находятся в следующих пределах:

- легковой автомобиль с закрытым кузовом - 0,20...0,30;
- легковой автомобиль с обтекаемой формой кузова - 0,20...0,32;
- легковой автомобиль с необтекаемой формой кузова (УАЗ-31512, ВАЗ-21213 «Нива» и т.п.)-0,35...0,60;
- грузовой автомобиль: бортовой- 0,50...0,70;
с кузовом (фургон) - 0,50.. .0,60;
- автобус: капотный компоновки - 0,45...0,55;
вагонной компоновки - 0,35...0,45;
- гоночный автомобиль - 0,15...0,20;

F - площадь лобовой поверхности (м^2), определяется приближенно по формулам:

для грузовых автомобилей: $F = B_1 H$

для легковых автомобилей:- $F = 0,8 B H$ (3.5)

где B_1 - колея задних колес;

B - габаритная ширина автомобиля;

H - габаритная высота автомобиля.

Номинальная мощность двигателя (точка «В»).

Номинальная мощность определяется по формуле (формула С.Р. Лейдермана), кВт:

$$N_{eB} = \frac{N_{eA}}{a_1(n_{\max}/n_H) + b_1(n_{\max}/n_H)^2 - c_1(n_{\max}/n_H)^3}, \quad (3.6)$$

где $a_1 = b_1 = c_1 = 1,0$ — для карбюраторных двигателей;

$a_1 = 0,53$, $b_1 = 1,56$, $c_1 = 1,09$ - для дизелей;

n_H и $n_{\max}$ - номинальная и максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя,

$n_{\max} = (1,1-1,15) n_H$ - для бензиновых двигателей без ограничителя частоты вращения вала двигателя (легковые и грузовые автомобили грузоподъемностью до 1,5 т);

$n_{\max} = n_H$ - для дизелей и бензиновых двигателей с ограничителем частоты вращения вала двигателя (грузовые автомобили грузоподъемностью свыше 1,5 т).

Ориентировочно частоту вращения коленчатого вала двигателей можно определить:

$n_{\max} = n_H + (6,7...8,4), c^{-1}$ - для бензиновых двигателей;

$n_{\max} = n_H + (5,0...7,0), c^{-1}$ - для дизелей.

Определение других параметров внешней скоростной характеристики двигателя (мощность в точках «С» и «Д»).

Мощность, соответствующая максимальному крутящему моменту двигателя (точка «С») определяется, кВт:

$$N_{eC} = N_{eB} \left[a_1 \frac{n_O}{n_H} + b_1 \left(\frac{n_O}{n_O} \right)^2 - c_1 \left(\frac{n_O}{n_H} \right)^3 \right], \quad (3.7)$$

где n_o - частота вращения при максимальном крутящем моменте, которая принимается равной $n_o = (0,6 \dots 0,8) n_H$.

По этой же формуле определяется мощность для режима работы двигателя при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала (точка «Д»), только вместо n_o подставляется n_{min} . Для карбюраторных двигателей $n_{min} = 10 \dots 11,5 \text{ с}^{-1}$ ($600 \dots 700 \text{ мин}^{-1}$), для дизелей $n_{min} = 11,5 \dots 12,5 \text{ с}^{-1}$ ($700 \dots 750 \text{ мин}^{-1}$).

Крутящий момент двигателя определяется по формуле [Нм]:

$$M_{ex} = \frac{N_{ex}}{2\pi n_x} \cdot 10^3 \quad (3.8)$$

где n_x - частота вращения коленчатого вала в соответствующих точках, с^{-1}

N_{ex} - мощность двигателя в соответствующих точках, кВт.

Крутящий момент определяют для характерных режимов работы двигателя, соответствующих точкам «А», «В», «С» и «Д», подставляя в формулу соответствующие значения мощности N_{ex} (кВт) и частоты вращения коленвала n_x (с^{-1}).

Удельный расход топлива также определяют для точек «А», «В», «С» и «Д» по формуле [г/кВт·ч]

$$q_{ex} = q_{en} \left[a - b \left(\frac{n_x}{n_H} \right) + c \left(\frac{n_x}{n_H} \right)^2 \right] \quad (3.9)$$

где $a = b = 1,55$; $c = 1,0$ для дизеля;

$a = 1,2$; $b = 1,0$; $c = 0,8$ для карбюраторных двигателей;

n_x - частота вращения коленвала в точках «А», «В», «С» и «Д»;

q_{en} - минимальный удельный расход топлива (г/кВт·ч) принимается по прототипу:

- для карбюраторных двигателей $q_{en} = 0,30 \dots 0,37 \text{ кг/кВт·ч}$ / $300 \dots 370 \text{ г/кВт·ч}$;

- для дизелей $q_{en} = 0,19 \dots 0,24 \text{ кг/кВт·ч}$ / $190 \dots 240 \text{ г/кВт·ч}$.

Построение внешней скоростной характеристики двигателя.

Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя и регуляторная характеристика дизеля (рисунок 3.2 и рисунок 3.3) показывают изменения эффективной мощности двигателя N_e , крутящего момента M_e и удельного расхода топлива q_e от частоты вращения n_x .

По оси абсцисс откладывают в масштабе значения характерных частот вращения от n_{min} до n_{max} , а по оси ординат соответствующие значения N_e , M_e и q_e .

Минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала бензиновых двигателей составляет $n_{min} = (12,0...13,5) \text{ c}^{-1}$; для дизелей составляет $n_{min} = (8,0...10,0) \text{ c}^{-1}$.

Значение параметров откладывают для характерных точек «А», «В», «С» и «Д». Соединяют точки плавными огибающими линиями $N_e = f(n)$, $M_e = f(n)$, $q_e = f(n)$. Более точного выполнения кривых можно достичь, дополнительно определив N_e , M_e и q_e по соответствующим формулам для двух или трех текущих значений n_x .

Желательно характеристики двигателей (графические зависимости) выполнять на миллиметровой бумаге формата А4.

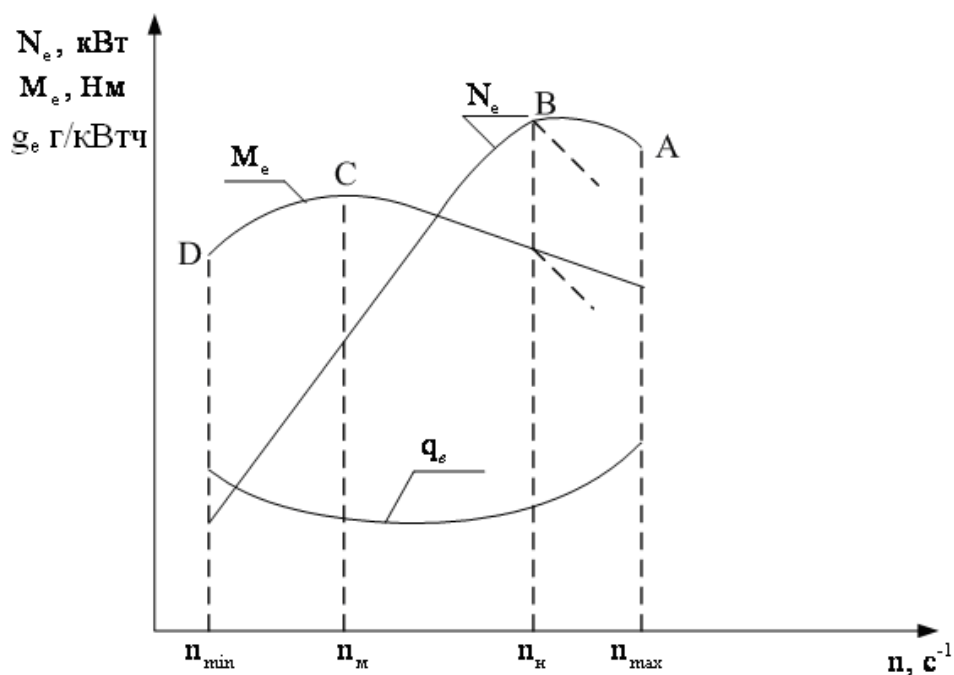


Рисунок 3.2 - Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

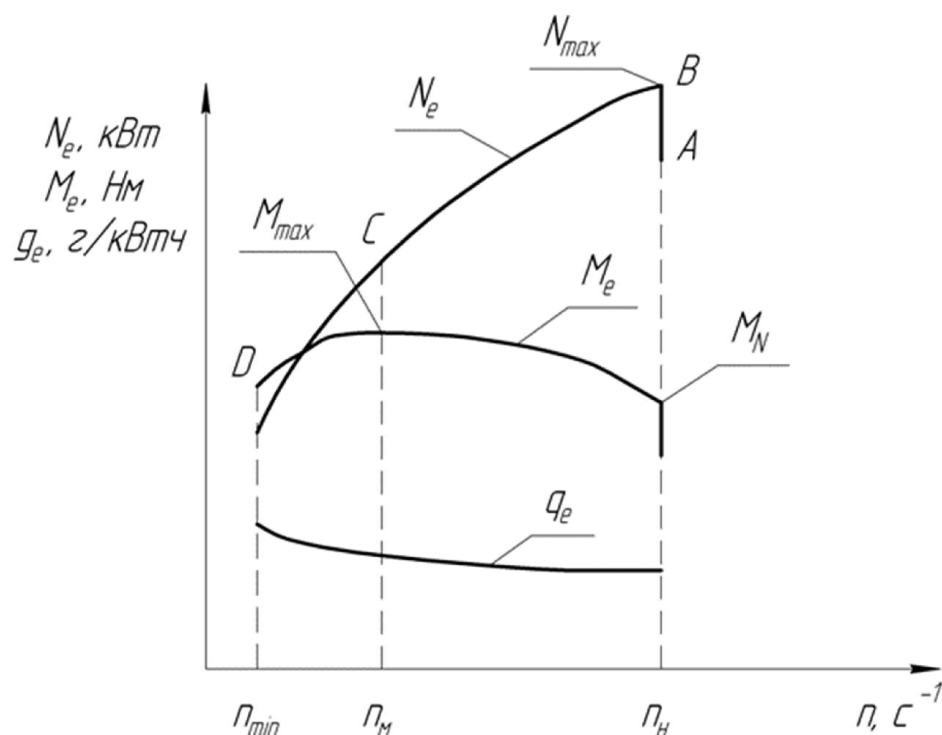


Рисунок 3.3 - Внешняя скоростная характеристика дизеля с регулятором угловой скорости

При дальнейшем расчете определяют передаточные числа главной передачи, коробки передач и скорости движения на различных передачах.

Передаточное число главной передачи.

Передаточное число определяют из условий обеспечения максимальной скорости движения на высшей расчетной передаче коробки передач:

$$U_{\text{ГП}} = \frac{2\pi \cdot r_d \cdot n_{\text{max}}}{U_{\text{КВ}} U_{\text{дв}} V_{\text{max}}}, \quad (3.10)$$

где $U_{\text{КВ}}$ - передаточное число коробки передач на высшей передаче. Для коробки передач грузовых автомобилей без делителя, как правило, $U_{\text{КВ}} = 1$; для некоторых легковых автомобилей $U_{\text{КВ}} = 0,7 \dots 0,8$. У грузовых автомобилей с числом передач, не превышающим шесть, чаще всего $U_{\text{КВ}} = 1$. При применении многоступенчатых коробок передач (с делителями) $U_{\text{КВ}} = 0,7 \dots 0,8$.

$U_{\text{дв}}$ - передаточное число высшей передачи в дополнительной коробке. Как правило, в дополнительной коробке $U_{\text{КВ}} = 1,0 \dots 1,5$, а при отсутствии этой коробки $U_{\text{КВ}} = 1,0$;

r_d - динамический радиус ведущих колес, м;

$$r_d = (0,5d + \lambda_{cm} \cdot b) \cdot 10^{-3} \quad (3.11)$$

где d - посадочный размер обода, мм;

b - ширина профиля шины, мм;

λ_{cm} - коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой. Для грузовых автомобилей автобусов, шин с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных), диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{cm} = 0,85 \dots 0,90$; для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{cm} = 0,80 \dots 0,85$.

Динамический радиус ведущих колес определяется из обозначения шины, которые выбираются в зависимости от вертикальной нагрузки.

Нагрузка на одно ведущее колесо полностью груженого автомобиля (Н):

$$G_k = \frac{9,8(m_o + m_e) \lambda_k}{n_{ш}} \quad (3.12)$$

где $n_{ш}$ - число шин на ведущей оси;

λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колес. Для грузового автомобиля типа 4x2 коэффициент $\lambda_k = 0,65 \dots 0,75$; для легковых автомобилей типа 4x2 коэффициент $\lambda_k = 0,50 \dots 0,60$; для легковых и грузовых автомобилей типа 4 x 4 и 6 x 6 коэффициент $\lambda_k = 1,0$.

По величине нормальной нагрузки выбирают модель и размер шин. Шины прототипа сравнивают по нормальной нагрузке.

Найденное передаточное число главной передачи сравнивают с существующими передаточными числами автомобилей - аналогов.

Для улучшения достаточного дорожного просвета рекомендуется выбирать для легковых автомобилей $U_{гп} \leq 5$, для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 8 т принимают $U_{гп} \leq 7$, при грузоподъемности свыше 8 т принимают $U_{гп} \leq 9$.

Если окажется, что $U_{гп} \geq 9$, то главную передачу следует выполнять двойной или после главной передачи ввести конечные передачи (колесные редукторы).

Передаточное число на первой передаче.

Передаточное число на первой передаче определяется из условия обеспечения возможности движения автомобиля по дороге с максимальным приведенным коэффициентом сопротивления:

$$U_{k1} = \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_{\partial}}{M_{e\max} U_{\text{гп}} U_{\partial\partial} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (3.13)$$

где $G = 9,8 (m_o + m_r)$ — сила тяжести (вес) груженого автомобиля, Н;

$\psi_{\max}$ - максимальный коэффициент дорожного сопротивления.

Для автомобилей с колесной формулой типа 4 х 2 коэффициент $\psi_{\max}$ принимается:

$\psi_{\max} = 0,25 \dots 0,40$ для легковых и $\psi_{\max} = 0,32 \dots 0,50$ для грузовых.

Для автомобилей с колесной формулой типа 4 х 4 коэффициент $\psi_{\max} = 0,60 \dots 0,80$

Полученное значение U_{k1} проверяется по условиям отсутствия буксования:

Для переднеприводных автомобилей:

$$U_{k1} \leq \frac{\lambda_k \cdot G \cdot \varphi \cdot r_{\partial}}{M_{e\max} U_{\text{гп}} U_{\partial\partial} \cdot \eta_{\text{тр}}} \cdot \frac{L}{L + h_{\partial} \varphi} \quad (3.14)$$

Для заднеприводных автомобилей:

$$U_{k1} \leq \frac{\lambda_k \cdot G \cdot \varphi \cdot r_{\partial}}{M_{e\max} U_{\text{гп}} U_{\partial\partial} \cdot \eta_{\text{тр}}} \cdot \frac{L}{L - h_{\partial} \varphi} \quad (3.15)$$

где φ - коэффициент сцепления движителей с дорогой;

L — база автомобиля, м (принимается по прототипу, см. справочную литературу);

h_{∂} — высота центра масс, м. У груженого грузового автомобиля типа 4 х 2 высота

$h_{\partial} = 0,90 \dots 1,5$ м; у груженых грузовых автомобилей типа 4 х 4 и 6 х 6 координата

$h_d = 0,80 \dots 1,4 \text{ м}$; у легковых автомобилей с полной нагрузкой $h_d = 0,50 \dots 0,65 \text{ м}$.

Проверку ведут на сухом шоссе при коэффициенте $\varphi = 0,60 \dots 0,80$.

Кроме того, полученное значение $U_{к1}$ проверяют по условиям обеспечения необходимой минимальной скорости движения.

Минимальная скорость движения:

$$V_{\min} = \frac{2\pi \cdot n_{\min} \cdot r_d}{U_{гп} \cdot U_{к1}} \quad (3.16)$$

Скорость движения должна быть в пределах:

$V_{\min} = 1,5 \dots 2,0 \text{ м/с}$ для грузовых автомобилей;

$V_{\min} = 2,0 \dots 3,0 \text{ м/с}$ для легковых автомобилей.

Число ступеней коробки передач.

Число ступеней трансмиссии выбирается в зависимости от диапазона передаточных чисел:

$$d = U_{к1} / U_{кв} \quad (3.17)$$

Таблица 3.4 – Число ступеней трансмиссии

d	5,7...8,5	7,9...9,35	8...10	9,2...18,5	13...19,4	17...24,7
Число ступеней	5	6	8	10	16	20

Для автомобилей грузоподъемностью 3...10т наиболее рациональны пяти или шестиступенчатые, а для автомобилей с большей грузоподъемностью многоступенчатые (8 ... 20 ступеней) коробки передач. Для автомобилей-тягачей применяют коробки передач с делителем, имеющие от 8 до 20 ступеней. На автомобилях повышенной проходимости чаще всего применяют четырех- или пятиступенчатые коробки передач в сочетании с двух- или трехступенчатой дополнительной коробкой.

Передаточные числа промежуточных передач.

Передаточные числа определяются через знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = z-1 \sqrt{\frac{U_{\kappa 1}}{U_{\kappa 6}}} \quad (3.18)$$

где Z - число передач.

Передаточные числа остальных передач определяют по формулам:

$$U_{\kappa 2} = \frac{U_{\kappa 1}}{q}; \quad U_{\kappa 3} = \frac{U_{\kappa 2}}{q}; \quad U_{\kappa 4} = \frac{U_{\kappa 3}}{q}; \quad (3.19)$$

Передаточные числа трансмиссии определяются:

$$U_{\text{тр}} = U_{\text{гп}} \cdot U_{\kappa} \cdot U_{\partial} \quad (3.20)$$

Скорости движения автомобиля на всех передачах, соответствующие максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (точка «А»):

$$V_{z-1} = \frac{V_{\text{max}}}{q}; \quad V_{z-2} = \frac{V_{z-1}}{q}; \quad (3.21)$$

Скорости движения автомобиля, соответствующие остальным характерным режимам работы двигателя (точки «В», «С», «D») определяют по формуле, м/с:

$$V_x = \frac{2\pi \cdot n_x \cdot r_{\partial}}{U_{\text{тр}x}}, \quad (3.22)$$

где n_x - текущее значение частоты вращения вала двигателя, с^{-1} ;

$U_{\text{тр}x}$ - передаточные числа трансмиссии на каждой передаче.

График тягового баланса автомобиля на высшей /прямой/передаче.

Уравнение тягового баланса:

$$P_{\kappa} = R_{\psi} + \delta_{\text{вр}} \cdot R_j + R_w \quad (3.23)$$

где R_{ψ} - сопротивление перекачиванию. При скорости движения до 28 м/с можно принимать величиной постоянной и равной /Н/;

R_w - сопротивление воздуха при движении автомобиля;

R_j - сопротивление силам инерции поступательно движущихся масс автомобиля;

$\delta_{\text{вр}}$ - коэффициент учета вращающихся масс;

P_k - касательная сила тяги на движителях определяется по формуле /Н/

$$R_\psi = G \cdot \Psi. \quad (3.24)$$

здесь Ψ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

Модуль силы тяжести в Н:

$$G = m \cdot g,$$

Сила тяги:

$$P_k = \frac{M_e \cdot U_{\text{трв}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_\partial} \quad (3.25)$$

Следовательно, сопротивление воздуха на различных скоростях /характерных точках/ определяем, пользуясь формулой (3.4).

При этом скоростью от 5,5 м/с до $V_{\max}$ можно задаваться произвольно.

Значения крутящего момента двигателя M_e на различных режимах работы (точки «А», «В», «С» и «D») принимаются из скоростной характеристики (рисунок 3.2 и рисунок 3.3).

Критерием правильности расчетов служит совпадение численных значений силы тяги P_k и сил сопротивлений движению $R_\psi + R_w$ в точке «А», соответствующей максимальной скорости движения автомобиля (см. рисунок 3.4).

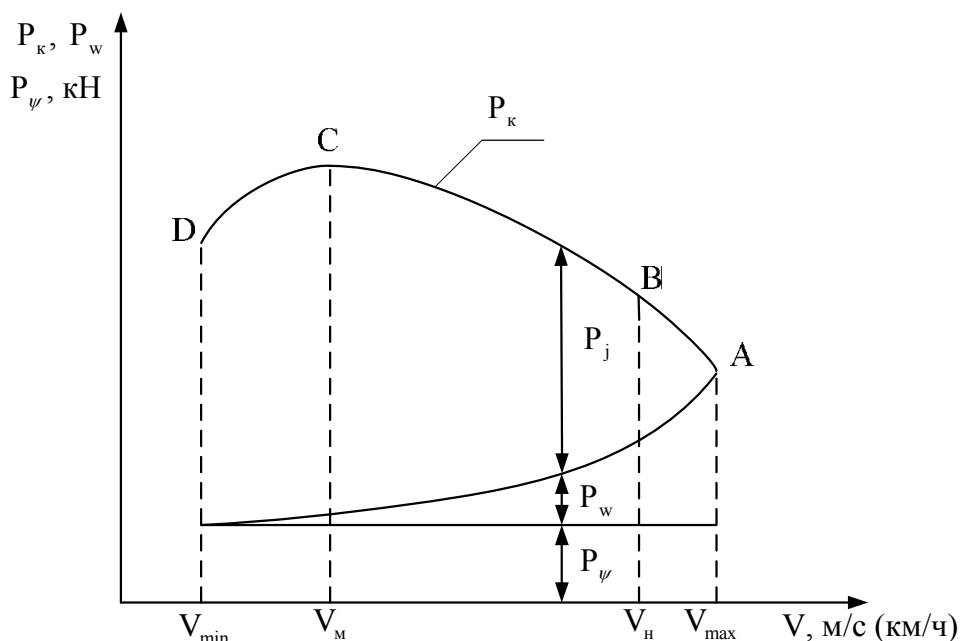


Рисунок 3.4 - Тяговый баланс автомобиля на прямой передаче

3.2.2 Динамический расчет автомобиля

Результатом динамического расчета является универсальная динамическая характеристика - основной технический документ автомобиля.

Динамической характеристикой называют графически выраженную зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах (рисунок 3.5).

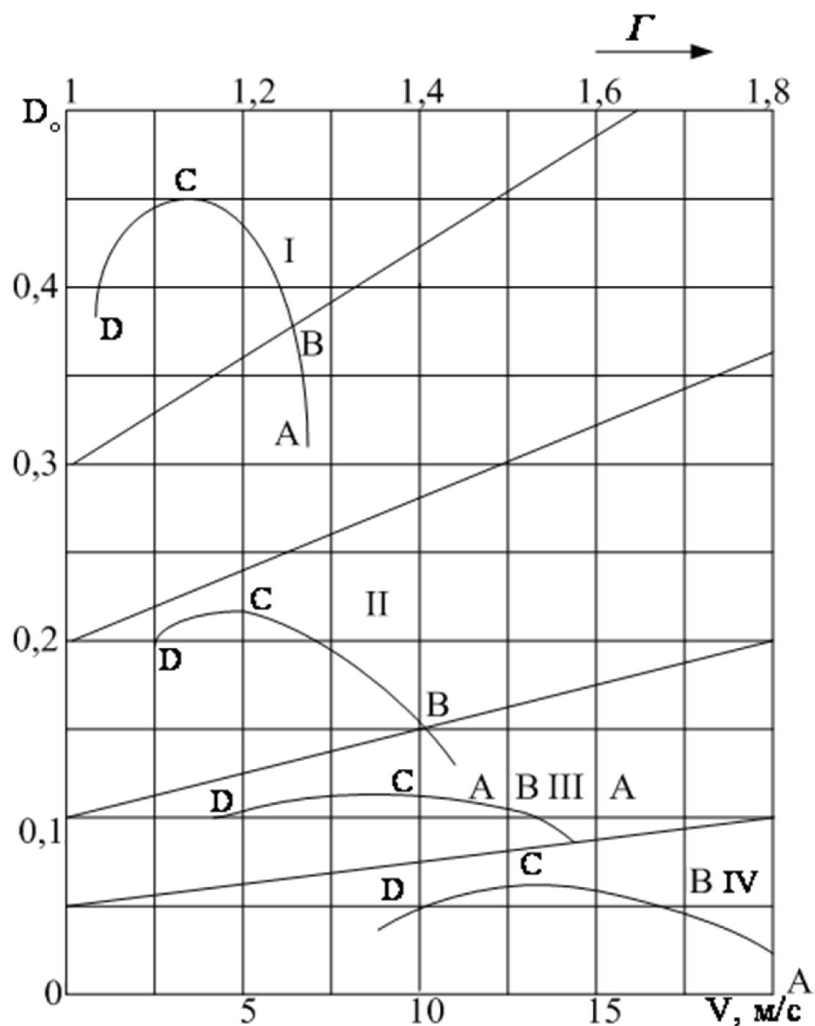


Рисунок 3.5 - Универсальная динамическая характеристика автомобиля

Динамический фактор представляет собой отношение избыточной касательной силы, необходимой для преодоления сопротивления дороги, к силе тяжести автомобиля:

$$D = \frac{P_k - R_w}{G} \quad (3.26)$$

Динамическая характеристика снаряженного (порожного) автомобиля.

Для построения динамической характеристики порожнего автомобиля определяют значения динамического фактора на каждой передаче для четыре характерных режимов работы двигателя (точки «А», «В», «С» и «D»). Масса порожнего автомобиля равна массе автомобиля без груза m_o (снаряженная масса) плюс масса водителя, т.е.

$$m_{\text{пор}} = m_o + m_{\text{вод}} \quad (3.27)$$

Следовательно, модуль силы тяжести снаряженной массы /Н/ определяется по известной формуле приведенной выше. Масса водителя принимается равной 75 кг:

$$G_{\text{сн}} = 9,8 \cdot (m_o + m_{\text{вод}}) \quad (3.28)$$

Таблица 3.5. - Сопротивление воздуха R_w

Передача Характерные точки	I	II	III	IV
A				
B				
C				
D				

Таблица 3.6 - Касательная сила тяги P_k

Передача Характерные точки	I	II	III	IV
A				
B				
C				
D				

Таблица 3.7 - Динамический фактор D

Передача Характерные точки	I	II	III	IV
A				
B				
C				

D				
---	--	--	--	--

Построение начинают с высшей передачи. Для этого на горизонтальной оси в выбранном масштабе откладывают максимальную скорость движения автомобиля V_{max} (точка «А») и скорости движения на других характерных режимах работы двигателя (точки «В», «С» и «D»), а на вертикальной оси также в выбранном масштабе откладывают соответствующие значения динамического фактора. Подобным же способом выполняют построение динамического фактора и на других передачах.

Крутящему моменту в точке «А» регуляторной характеристики будет соответствовать максимальная частота вращения коленвала двигателя и максимальная скорость движения на прямой (высшей) передаче.

Для точек «В», «С» и «D» скорость поступательного движения определяется по формуле (по аналогии с формулой 3.22), м/с:

$$V_x = \frac{2\pi \cdot n_x \cdot r_{\partial}}{U_{\text{тр}x}} \quad (3.29)$$

Универсальная динамическая характеристика.

Универсальная динамическая характеристика строится с целью определения динамических качеств автомобиля при любой статической загрузке кузова или салона.

Для получения универсальной динамической характеристики автомобиля производят дополнительные построения. В верхней части построенной динамической характеристики наносится вторая ось абсцисс, на которой откладывают значения коэффициента загрузки автомобиля (см. рисунок 3.5).

$$\Gamma_{\text{max}} = \frac{m}{m_{\text{нор}}} \quad (3.30)$$

где m - максимальная масса автомобиля (масса груженого автомобиля), в кг.

В крайней слева точке верхней оси абсцисс коэффициент загрузки автомобиля равен единице ($\Gamma = 1$), что соответствует порожнему автомобилю.

Ось коэффициента Γ разбивают на ряд равных обрезков и через их граничные точки проводят вертикальные линии до пересечения с линией горизонтальной осью. Эти линии будут соответствовать промежуточным значениям коэффициента Γ .

Максимальное значение Γ_{max} нужно отложить в точке координаты, соответствующей скорости V_{max} . Точки Γ_{max} и V_{max} соединяют вертикальной линией, которая будет являться второй осью ординат, что соответствует полностью груженому автомобилю.

Умножив значения динамического фактора порожнего автомобиля на коэффициент Γ_{max} получают значения динамического фактора полностью груженого автомобиля и откладывают их на второй оси ординат:

$$D_{гр} = D \cdot \Gamma_{max} \quad (3.31)$$

Таблица 3.9 - Динамический фактор $D_{гр}$

Передача Характерные точки	I	II	III	IV
A				
B				
C				
D				

Соответствующие значения динамического фактора порожнего и полностью груженого автомобиля соединяют наклонными линиями.

Точки пересечения этих наклонных линий с остальными вертикалями образуют на каждой вертикали масштабную шкалу для соответствующего коэффициента загрузки кузова или салона автомобиля.

Таким образом, построенная универсальная динамическая характеристика позволяет определить динамический фактор при любой степени загрузки автомобиля.

Анализ построенной универсальной динамической характеристики.

В процессе анализа необходимо дать ответы на вопросы:

- имеются ли расхождения динамических качеств, проектируемого автомобиля, от прототипа и какие факторы на это повлияли;

- какие значения критических скоростей получены по передачам и почему они называются критическими;
- какие предельные углы подъема может преодолевать автомобиль с полной нагрузкой при известном коэффициенте сопротивления перекачиванию колес;
- как определить время рейса груженого автомобиля, если известны расстояние перевозки груза и приведенный коэффициент сопротивления дороги.

3.3 Анализ конструкции механизма автомобиля

Анализ конструкций агрегатов и механизмов автомобилей позволяет производить сравнительную оценку их по основным техническим показателям и свойствам, что направлено на развитие у студентов навыков инженерного мышления в области автомобилестроения и эксплуатации автомобилей.

Методика инженерного анализа конструкций автомобилей производится в такой последовательности для любого объекта, в том числе в рамках настоящей работы – для заданного механизма трансмиссии автомобилей.

1. На основании специальной литературы разрабатывается классификация механизма по основным признакам и применимости на различных модулях автомобилей.

Классификация представляется в виде таблицы, (может отличаться в зависимости от заданного механизма).

Таблица 3.10 – Классификация механизма

Классификационный признак	Тип конструкции	Модели автомобиля

2. На основании специальной литературы разрабатываются и приводятся требования к заданному механизму (например, одной из требований к сцеплению – передача крутящего момента без пробуксовки, и т.п.).

3. Заключительный этап – сравнительный анализ конструкции заданного механизма трансмиссии по основным показателям, который представляется в виде таблицы.

Таблица 3.11 – Сравнительный анализ конструкций механизмов

Тип конструкции	Преимущества	Недостатки

3.3.1 Расчет сцепления

Определение основных параметров сцепления.

Габаритные размеры сцеплений выбирают из возможности надежной передачи максимального крутящего момента двигателя $M_{д. \max}$. Основным параметром фрикционного сцепления является наружный диаметр ведомого диска.

Максимальное значение передаваемого сцеплением момента (Нм) определяется уравнением

$$M_{сmax} = M_{д. max} \beta, \quad (3.32)$$

где z – число пар трения; $z = 2n_{вд}$ ($n_{вд}$ – число ведомых дисков); β – коэффициент запаса. Обычно принимают $\beta = (1,2 \dots 2,5)$ в зависимости от типа сцепления и его назначения. Для сцеплений легковых автомобилей $\beta = (1,2 \dots 1,5)$; для однодисковых и двухдисковых сцеплений грузовых автомобилей $\beta = (1,5 \dots 2,2)$; для двухдисковых сцеплений автомобилей повышенной проходимости $\beta = (2 \dots 2,5)$.

Диаметр (м) ведомого диска определяют по формуле:

$$D = 0,025 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_c}{\pi P_0 \mu z}}, \quad (3.33)$$

где P_0 – давление между поверхностями трения: $P_0 = (0,15...0,25)$ МПа, причем меньшее значение имеют сцепления автомобилей большой грузоподъемности; μ – коэффициент трения. При проектировании сцепления принимается: при трении прессованного асбеста, армированного проволокой, по чугуно $\mu = (0,3...0,35)$; по стали $\mu = (0,18...0,22)$; спеченных материалов по стали $\mu = (0,33...0,38)$; спеченных материалов по стали в масле $\mu = (0,07...0,12)$.

Внутренний диаметр фрикционного кольца ведомого диска принимается $d = 0,5...0,7D$.

Значения диаметров ведомого диска принимаются с учетом диаметров маховика и дисков сцепления прототипов.

Сила сжатия (Н) фрикционных дисков сцепления:

$$P_{\Sigma} = \frac{M_{c \max}}{R_c \mu z}, \quad (3.34)$$

где R_c – средний радиус фрикционного кольца ведомого диска, м:

$$R_c = 0,25(D+d)$$

Число пружин (с периферийным расположением):

$$n_{\Pi} = \frac{P_{\Sigma}}{P_{\Pi P}} \quad (3.35)$$

где $P_{\Pi P}$ – рабочее усилие одной пружины. Принимается по прототипу.

Число пружин с периферийным расположением должно быть кратным числу рычажков выключения сцепления.

Расчет работы трения сцепления на изнашивание и нагревание.

Износостойкость сцепления определяется по величине удельной работы буксования (Дж/см²) при трогании автомобиля на *первой* и *второй* передачах:

$$q_{y\partial} = \frac{L_{\delta}}{F_{н.с.}} \quad (3.36)$$

где L_{δ} – работа трения при буксовании сцепления; $F_{н.с.}$ – суммарная площадь накладок сцепления.

Работа трения определяется по уравнению:

$$L_{\delta} = \frac{m_a r_k^2 \omega_d^2}{2U_{\text{тр}}^2}$$

$$\text{где } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.37)$$

где - $r_k = (0,5d + \lambda_{\text{см}} \cdot b) \cdot 10^{-3}$ радиус колеса, (м); m_a – полная масса автомобиля (кг) приложения 2; r_k – радиус колеса (м); ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя (1/сек); $U_{\text{тр}} = U_{\text{гп}} \cdot U_{\text{кпп}_i}$ – передаточное число трансмиссии – принимаем по прототипу автомобиля, d – диаметр обода диска (мм); b – ширина профиля шины, $\lambda_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой. Для шин грузовых автомобилей и автобусов, шин с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных), диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{\text{см}} = (0,85 \dots 0,9)$; для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{\text{см}} = (0,8 \dots 0,85)$.

Суммарная площадь накладок сцепления (см^2):

$$F_{\text{н.с.}} = \frac{\pi z(D^2 - d^2)}{4} \quad (3.38)$$

Удельная работа буксования при трогании автомобиля не должна превышать: для легковых (50...70) Дж / см^2 ; для грузовых (120...150) Дж / см^2 .

Нагрев деталей (град) за одно включение при трогании с места:

$$\Delta T = \frac{L_{\delta} \gamma}{m_{\text{дет}} c_{\text{дет}}}, \quad (3.39)$$

где $\gamma = 0,5$ – коэффициент перераспределения теплоты; $m_{\text{дет}}$ – масса (кг)

нажимного диска в однодисковом сцеплении или среднего ведущего диска в двухдисковом сцеплении; она может быть определена по эмпирическим соотношениям: $m_{\text{дет}} = (0,02 \dots 0,04) M_{\text{д. макс}}$ – для грузовых; $(0,004 \dots 0,009) M_{\text{д. макс}}$ – для легковых автомобилей или определяется по таблице 1; $c_{\text{дет}}$ – теплоемкость нажимного (промежуточного) диска – (520...540) Дж/кг град.

Допустимый нагрев нажимного диска за одно включение (10...15)°С.

Таблица 3.12 - Масса нажимного диска сцепления

для легковых автомобилей							
$M_{д.мах}, Нм$	80	100	110	135	150	220	300
$m_{дет.}, кг$	2,3...2,5	2,2...2,6	2,4...2,8	2,6...3,0	3,2...4,0	3,6...4,5	6...8
для грузовых автомобилей							
$M_{д.мах}, Нм$	280	350	450	500	700	900	1400... 1600
$m_{дет.}, кг$	7,0...8,5	10...10,5	13...14	15...17,5	22...25	26...30	36...39

Расчет привода управления сцеплением.

Общее передаточное число привода сцепления определяется из условия, что усилие на педали при отсутствии усилителя не должно превышать для грузовых автомобилей 250 Н, для легковых автомобилей 150 Н. Полный ход педали при этом должен составлять 120...190 мм, включая свободный ход педали (приложение 1). Для существующих конструкций общее передаточное число привода сцепления равно (25...50).

Общее передаточное число механического привода сцепления (рисунок 3.6.):

$$U_{пм} = U_1 \cdot U_2 = \frac{a}{в} \cdot \frac{с}{d} \cdot \frac{e}{f} \quad (3.40)$$

Общее передаточное число гидравлического привода сцепления:

$$U_{гг} = \frac{a}{в} \cdot \frac{с}{d} \cdot \frac{e}{f} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2, \quad (3.41)$$

где $U_1 = \frac{a}{в}$ – передаточное число педального привода; $U_2 = \frac{с}{d} \cdot \frac{e}{f}$ – передаточное число рычагов выключения сцепления (приложение 1). Величины U_1 и U_2 (соответственно значения $a, в, с, d, e, f$) принимаются конструктивно или по прототипу. d_1 и d_2 – диаметр гидроцилиндра главного и рабочего (приложение 1).

На основе проведенных расчетов выполнить схему привода сцепления с учетом прототипа.

3.3.2 Расчет коробки передач

Определение основных параметров коробок передач.

После выбора схемы коробки передач, числа ступеней и передаточных чисел приступают к ее конструированию: определяют межосевое расстояние, модуль зубчатой передачи, ширину венцов, угол наклона зубьев.

Определение межосевого расстояния и параметров зубчатого зацепления.

Для трехвальных коробок передач межосевое расстояние определяют по формуле:

$$A_0 = a \sqrt[3]{M_{д.мах}}, \quad (3.42)$$

где $M_{д.мах}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; a – коэффициент, который принимают: для грузовых автомобилей, $a=(17...21,5)$, для легковых автомобилей, $a = (14,5...16)$.

Кроме того, это расстояние связано с числом зубьев, модулем и наклоном зубьев:

$$A_0 = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}, \quad (3.43)$$

где m_n – нормальный модуль; $z_1+z_2 = z_3+z_4$ – сумма чисел зубьев пар, находящихся в зацеплении; β – угол наклона зубьев, при включении первой передачи, когда модули обоих зубчатых значений равны. Принимаем $z_1 = z_3$, $z_2 = z_4$ и $U_1 = i_{n3} \cdot i_1$ тогда при $i_{n3} = i_1 = \sqrt{U_1}$ получаем:

$$\frac{z_2}{z_1} = i_{n3}, \quad (3.44)$$

Затем устанавливается нормальный модуль зубчатых колес. Нормальный модуль определяется из условий прочности на усталость или статической прочности при действии максимального момента.

При выборе модуля необходимо учитывать, что его уменьшение при увеличении ширины зубчатого венца зубчатых колес приводит к уменьшению уровня шума. Для уменьшения массы коробки передач следует увеличивать

модуль путем уменьшения ширины венцов (при том же межосевом расстоянии). Величина модуля зависит от передаваемого момента и типа транспортного средства (таблица 3.13).

Таблица 3.13 – Рекомендуемые модули зубчатых передач

$M_{д\max}, \text{Нм}$	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1000
$m_n, \text{мм}$	2,25...2,5	2,6...4,25	3,76...4,25	4,26...4,5	4,6...6,0

Модуль на разных передачах может быть разным, на низших передачах модуль имеет более высокое значение.

Угол наклона зубьев $\beta = (25...40^\circ)$ для легковых автомобилей и $\beta = (20...25^\circ)$ для грузовых автомобилей.

По межосевому расстоянию, определяемому по формуле (3.42) и модулю определяют сумму чисел зубьев пары из уравнения:

$$(z_1 + z_2) = \frac{2A_0 \cos \beta}{m_n}, \quad (3.45)$$

Решая совместно систему из уравнений (3.43) и (3.45) находим числа зубьев z_1 и z_2 .

Как правило, в трехвальных коробках передач грузовых автомобилей $(z_1+z_2) = 70 \pm 15$. Диаметр шестерни первой передачи, расположенной на промежуточном валу, выбирают минимальный. Минимальное число зубьев z_1 и z_3 составляет (12...17), при этом предпочтительнее нечетное число суммы зубьев. При выборе z_1 и z_3 с учетом типа зацепления следует использовать и приложение 8.

Ширина венца зубчатого колеса зависит от передаваемого момента и от расстояния между осями валов. Приблизительно ширину зубчатого колеса (мм) можно определить по соотношениям:

$$b \approx (5...8) m_n, \quad (3.46)$$

$$b \approx (0,18...0,24) A_0. \quad (3.47)$$

В трехвальных коробках передач осевые силы могут уравниваться на промежуточном валу на всех передачах, кроме первой и заднего хода, если они имеют прямозубые шестерни.

Расчет валов коробки передач.

Наибольший диаметр (см) первичного вала трехвальной коробки передач определяется из соотношения:

$$d_{\text{в}} \approx \sqrt[3]{M_{\text{дmax}}} \quad (3.48)$$

где $M_{\text{дmax}}$ – максимальный крутящий момент двигателя (на входе в коробку передач), Н·м.

Кроме того, наибольший диаметр (мм) ведущего и промежуточного валов и их длина связаны соотношением:

$$d_{\text{пв}} \approx (0,16 \dots 0,18) l_{\text{пв}} \quad (3.49)$$

где $l_{\text{пв}}$ – длина вала, мм.

Диаметр (мм) ведомого и промежуточного валов предварительно можно определить из соотношения:

$$d_{\text{в}} = 0,45 A_0 \quad (3.50)$$

Длину (мм) ведомого вала рекомендуется определить по соотношению:

$$l_{\text{в}} = d_{\text{в}} / (0,18 \dots 0,21) \quad (3.51)$$

Расчет подшипники коробок передач.

В трехвальных коробках передач грузовых автомобилей применяют шарико- и роликоподшипники легкой и средней серий. При эскизном проектировании размеры (мм) подшипников можно выбирать в зависимости от межосевого расстояния A_0 в соответствии со следующими соотношениями:

задние подшипники первичного и вторичного валов

$$(d \times D \times B) \dots (0,45 \times 0,90 \times 0,22) A_0$$

передний и задний подшипники промежуточного вала

$$(d \times D \times B) \dots (0,3 \times 0,7 \times 0,22) A_0$$

Более точный выбор подшипников производится по динамической грузоподъемности в соответствии с ГОСТ 18865-82 по каталогу.

Расчет сил, действующих на зубчатые колеса.

В зубчатом зацеплении силы достигают наибольших значений при передаче максимального крутящего момента (при включении первой передачи) на шестерне z_1 (при двухвальной коробке передач), на шестернях z_1 и z_3 (при трехвальной коробке передач).

Определим силы на зубьях шестерни z_1 :

$$\text{окружную } P_{пз} = \frac{M_{д.маx}}{r_{\omega п.з.}}; \quad (3.52)$$

$$\text{осевую (при косозубых колесах) } P_{хп.з.} = P_{п.з.} \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad (3.53)$$

$$\text{радиальную } R_{п.з.} = \frac{P_{п.з.} \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{\cos \beta}; \quad (3.54)$$

$$\text{нормальную } P_{нп.з.} = \frac{P_{п.з.}}{\cos \alpha_{\omega} \cos \beta}. \quad (3.55)$$

Здесь α_{ω} – угол профиля зубьев, $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$; β – угол наклона зубьев;

$r_{\omega пз} = \frac{m_n z_1}{2}$ – радиус делительной окружности шестерни ведущего вала.

Определим силы на зубьях шестерни z_3 трехвальной коробки передач при включении i -й, например, первой передачи:

$$\text{окружную } P_i = P_I = \frac{M_{д.маx} U_I}{r_{\omega i}}; \quad (3.56)$$

Здесь $U_i = U_I$ – передаточное число первой передачи; $r_{\omega i}$ – радиус делительной окружности шестерни z_3 промежуточного вала:

$$r_{\omega i} = r_{\omega_3} = \frac{m_n z_3}{2}; \quad (3.57)$$

$$\text{осевую (при косозубых колесах) } P_{xi} = P_i \operatorname{tg} \beta; \quad (3.58)$$

$$\text{радиальную } R_i = \frac{P_i \operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{\cos \beta}; \quad (3.59)$$

$$\text{нормальную } P_{ni} = \frac{P_i}{\cos \alpha_{\omega} \cos \beta}. \quad (3.60)$$

Расчет валов коробки передач на прочность.

В двухвальных коробках передач следует вести расчет ведомого и ведущего валов. В трехвальных коробках передач определяют напряжения сначала в ведомом, затем промежуточном и ведущем валах. Пользуясь схемой (которую необходимо изобразить для конкретного случая), определяют силы, действующие на зубчатые колеса на всех передачах, по формулам, приведенным выше. Затем для каждой передачи находят реакции опор. После этого строят эпюры моментов и определяют наибольшие значения изгибающих M_x , M_y и крутящего $M_{кр}$ моментов.

Расчет синхронизаторов.

Наибольшее распространение на современных транспортных средствах получили инерционные конусные синхронизаторы, которые не допускают включения передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, создавая тем самым условия плавного и бесшумного ввода в зацепление ведущие и ведомые шестерни соответствующих передач.

На современных автомобилях стремятся оснастить синхронизаторами все передачи коробок, исключая первую передачу и передачу заднего хода автомобиля.

Цель расчета синхронизатора – определение углов наклона конусов и блокирующих поверхностей, обеспечивающих соблюдение условия невключения передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, а также момента трения и времени синхронизации.

При расчетах синхронизатора пренебрегают влиянием сопротивления масла на снижение частоты вращения зубчатых колес, так как оно при нормальном температурном режиме не оказывает существенного влияния на процесс синхронизации.

Предполагается также, что скорость автомобиля за время синхронизации не изменяется. Расчет выполняется на основании рекомендуемой литературы.

3.3.3 Расчет карданной передачи

Порядок расчета.

Расчет выполняется на основании рекомендованной литературы.

1. Определить максимальную частоту вращения карданного вала.
2. Определить крутящий момент на карданном валу.
3. Определить размеры карданного вала (внутренний и наружный диаметр вала, длина, масса карданного вала).
4. Определить критическую угловую скорость и критическую частоту вращения карданного вала.
5. Рассчитать карданные шарниры.

3.3.4 Расчет главной передачи и дифференциала

Порядок расчета дифференциала:

1. Расчет коэффициента блокировки.
2. Определение допускаемого напряжения.
3. Определение среднего модуля зубчатых колес.
4. Определение давления на оси сателлитов.
5. Давление на опорной поверхности сателлита.
6. Давление на опорной поверхности полуосевой шестерни.

Порядок расчета главной передачи.

Цилиндрическая главная передача применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях.

Для обеспечения плавности зацепления число зубьев ведущей шестерни цилиндрической главной передачи не должно быть менее десяти.

По передаточному числу главной передачи определяют число зубьев ведомого колеса, а затем передаточное число главной передачи уточняют по числу зубьев.

После проведения данных расчетов проводят оценку межосевого расстояния цилиндрической главной передачи. Расчет зубчатых колес главной передачи на прочность и долговечность производят по формулам для зубчатых колес коробки передач.

Расчет выполняется на основании рекомендованной литературы.

3.3.5 Расчет рулевого управления

Кинематический расчет (проектировочный). Порядок расчета.

Расчет выполняется на основании рекомендуемой литературы.

- определяется максимальный угол поворота передних колес по условию обеспечения радиуса поворота;
- выбирается длина поворотного рычага;
- выбирается длина сошки (для рулевого механизма с вращательным движением на выходе);
- определяется ход рейки (или поворот сошки), обеспечивающий максимальный угол поворота передних колес;
- определяется кинематическое и силовое передаточное число рулевого привода в функции хода рейки (или поворота сошки);
- рассчитывается геометрия зубчатого зацепления рулевого механизма, уточняются значения передаточных чисел в функции угла поворота входного вала, а также число оборотов руля от упора до упора;
- определяются параметры рулевой трапеции, обеспечивающие необходимую разность углов поворота наружного и внутреннего колес.

Расчеты усилителя рулевого управления.

Выбираются зависимости компенсирующего момента от момента на руле и, если это предусмотрено конструкцией, от скорости автомобиля, скорости и угла поворота руля.

Для гидроусилителя рассчитывается:

1. Необходимое давление в системе по известным размерам поршня силового цилиндра либо, при известном давлении, размеры поршня силового гидроцилиндра;

2. Параметры гидронасоса;

3. Геометрические размеры трубок высокого давления и шлангов низкого давления по условиям прочности и производительности системы;

Для электроусилителя рассчитываются:

4. Параметры редуктора (если имеется);

5. Параметры электродвигателя.

Расчеты рулевого вала на прочность.

Определяется уровень касательных напряжений, и выбираются геометрические размеры сечения основного и промежуточного рулевого вала (сечений для телескопирующегося рулевого вала).

Для рулевого механизма типа «шестерня-рейка»:

- определяются нагрузки, действующие на подшипники шестерни, выбираются подшипники;

- определяются нагрузки, действующие на рейку, выбирается сечение рейки и размерность шарниров внутренних наконечников рулевых тяг;

- определяются нагрузки, действующие на картер рулевого механизма, выбирается толщина стенки картера в нагруженных зонах, размерность и длина резьбы крепежа гайки упора рейки рулевого механизма, рассчитывается пружина упора рейки рулевого механизма.

Для рулевого механизма типа «червяк-ролик»:

- определяются нагрузки, действующие на подшипники червяка, ролика и вала сошки, выбираются подшипники;

- определяются нагрузки, действующие на сошку, выбирается сечение вала сошки и сошки;

- определяются нагрузки, действующие на картер рулевого механизма, выбирается толщина стенки картера в нагруженных зонах, размерность и длина резьбы крепежа крышек картера.

Расчет рулевого привода на прочность.

- определяются геометрические размеры сечения рулевых тяг по условию отсутствия потери устойчивости при сжатии;

- определяются геометрические размеры поворотных рычагов по условию прочности при изгибе и кручении;

- определяются размеры шаровых шарниров наконечников рулевых тяг.

3.3.6 Расчет подвески автомобиля

Расчет выполняется на основании рекомендованной литературы.

Порядок расчета.

1. Выбирается конструктивная схема подвески.

2. Выбирается частота собственных колебаний поддрессоренной массы по условию плавности хода. Рассчитывается статический прогиб упругого элемента подвески.

3. Рассчитывается приведенная жесткость подвески и жесткость упругого элемента подвески.

4. Определяются величины хода отбоя и сжатия подвески. Строится упругая характеристика подвески.

5. Рассчитывается приведенный коэффициент сопротивления амортизатора. Затем действительный коэффициент сопротивления амортизатора. Строится характеристика амортизатора.

6. Определяются кинематические характеристики подвески.

7. Проводится анализ сил действующих на элементы подвески от статической нагрузки. Определяются усилия, действующие на детали подвески на экстремальных режимах движения автомобиля. Рассчитываются параметры

упругого элемента подвески. Рассчитываются на прочность элементы подвески. Рассчитывается стабилизатор поперечной устойчивости.

3.3.7 Расчет тормозной системы автомобиля

Расчет выполняется на основании рекомендованной литературы.

Последовательность расчета следующая:

- определяются тормозные силы на пределе блокирования колес для полной и частичной нагрузки автомобиля;
- строится график зависимости тормозных сил на задних колесах от тормозных сил на передних колесах;
- строится характеристика регулирования тормозных сил;
- определяется распределение тормозных сил между осями;
- определяются расчетные тормозные моменты;
- проводится расчет передних и задних тормозных механизмов (определение геометрических параметров);
- выполняется расчет привода (диаметр главного и колесного тормозных цилиндров, усилие и ход тормозной педали, вакуумный усилитель и т.д.);
- проводится расчет регулятора тормозных сил;
- рассчитывается стояночный тормоз;
- выполняется расчет на прочность наиболее нагруженных деталей;
- проводится тепловой расчет тормозных механизмов и их расчет на износ;
- проводится расчетный анализ эффективности тормозной системы, в том числе при отказе контуров.

4 Вопросы для самоконтроля

Сцепление

1. Дайте классификацию сцеплений?
2. Назначение, устройство и принцип работы фрикционного однодискового, гидравлического и электромагнитного сцеплений?
3. Конструктивные особенности различных видов сцеплений, их преимущества и недостатки?
4. Применяемые материалы для изготовления элементов и узлов сцеплений?
5. Какие приводы используются для управления сцеплением, опишите их устройство и дайте им характеристику?
6. Опишите устройство и работу центробежного сцепления?
7. Какие существуют способы передачи крутящего момента от маховика двигателя к нажимному диску фрикционного сцепления?
8. Какое конструктивное мероприятие выполняют в фрикционном сцеплении для предотвращения нагрева периферийных нажимных пружин во время его включения?
9. Из какого материала изготавливают фрикционные накладки сцепления?
10. Дайте понятие сцепление «ведет» и «буксует»?

Коробка передач

1. Назначение и требования к коробке передач.
2. Классификация коробок передач.
3. В чем принципиальная разница между устройством коробок передач переднеприводных автомобилей и с классической компоновкой?
4. Каковы преимущества и недостатки двухвальной и трехвальной коробок передач?
5. На каких передачах колесом передается максимальный и минимальный крутящие моменты?

6. Как определяется передаточное число передачи в трехвальной коробке?
7. Какими деталями обеспечивается включение заднего хода?
8. В чем конструктивные отличия синхронизаторов коробок передач автомобилей?
9. Какие функции выполняет синхронизатор?
10. Как практически обеспечивается переключение передач без синхронизатора?

Карданная передача, главная передача, дифференциал

1. Назначение, требования и классификация главных передач.
2. Через какие детали передается крутящий момент от ведущей шестерни главной передачи к колесам?
3. С какой деталью жестко скреплена ведомая шестерня конической главной передачи?
4. Схема, преимущества и недостатки гипоидной передачи.
5. Каково устройство двойной главной передачи (центральной и разнесенной)?
6. Какие типы дифференциалов применяются в автомобилях?
7. Каково назначение и принцип работы дифференциала?
8. Почему автомобиль неподвижен, если одно из колес находится на скользком месте?
9. Как заблокировать дифференциал?
10. Каково устройство кулачкового дифференциала повышенного трения?
11. Назначение, требования к карданным передачам.
12. Классификация карданных шарниров.
13. Какие основные элементы карданной передачи Вы можете назвать?

Подвеска автомобиля

1. Какие основные типы рам Вы знаете?
2. Назначение подвески.

3. Каковы основные элементы подвески грузового автомобиля?
4. Каковы основные элементы подвески легкового автомобиля?
5. Зависимая подвеска (устройство, применение, принцип работы).
6. Независимая подвеска (типы, устройство, особенности современных подвесок).
7. Анализ упругих элементов.
8. В чем особенности балансирной подвески?
9. Какие устройства, гасящие колебания кузова Вы можете назвать?
10. Каковы устройство и принцип работы амортизатора?
11. Назначение и типы направляющих устройств.
12. В чем назначение стабилизатора поперечной устойчивости легкового автомобиля?

Рулевое управление

1. В чем назначение рулевого управления и требования к нему?
2. Каковы назначение, требования и типы рулевых механизмов?
3. С какой целью продольные и поперечные тяги составляют в форме трапеции?
4. Каким образом обеспечивается травмобезопасность в рулевом управлении?
5. В чем назначение усилителя в рулевом управлении?
6. Какие компоновочные схемы усилителей Вы знаете?
7. Каковы устройство и принцип работы гидронасоса усилителя руля?
8. Какое влияние на управляемость оказывает передаточное число рулевого механизма?
9. Какие преимущества при применении реечного рулевого механизма Вы можете назвать?
10. Возможно ли управление автомобилем, если вышел из строя усилитель?

Тормозная система

1. Назначение и типы тормозов.
2. Какие элементы составляют тормозную систему?
3. В чем преимущество дискового тормозного механизма относительно барабанного?
4. На каких автомобилях применяются четыре тормозные системы и какие?
5. Почему у большегрузных автомобилей применяют пневматический привод?
6. Каковы назначение и устройство главного тормозного цилиндра?
7. Что обеспечивает включение в привод усилителя?
8. Что представляет собой многоконтурная тормозная система?
9. Назначение и типы пневматических приводов тормозных систем.
10. Какие элементы составляют пневматический тормозной привод?

Список используемой и рекомендуемой литературы

1. Автомобили. Конструкция и рабочие процессы : учеб. для вузов по направлению подгот. бакалавров "Эксплуатация трансп.-технол. машин и комплексов" (профили подгот. "Автомобили и автомоб. хоз-во" и "Автомоб. сервис") / А. М. Иванов и др. ; под ред. В. И. Осипова. – Москва : Академия, 2012. – 378 с. : ил.
2. Вахламов, В. К. Автомобили. Конструкция и эксплуатационные свойства : учеб. пособие для вузов по спец. "Автомобили и автомобил. хоз-во" направления подгот. "Эксплуатация наземн. транспорта и транспорт. оборудования" по заоч. форме / В. К. Вахламов. – Москва : Академия, 2009. – 480 с. : ил.
3. Вахламов, В. К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета : учеб. для вузов по спец. "Автомобили и автомоб. хоз-во" направления подгот. "Эксплуатация назем. трансп. и трансп. оборуд." / В. К. Вахламов. – Москва : Академия, 2006. – 479 с. : ил.
4. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Грузовые автомобили. – 2004. – 667 с.
5. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Легковые автомобили. Ч. 1. – М. : ИПЦ «Финпол», 2004. – 448 с.
6. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Легковые автомобили. Ч. 2. – М. : ИПЦ «Финпол», 2004. – 560 с.
7. Сокол, Н. А. Основы конструкции и расчета автомобиля : учеб. пособие для вузов / Н. А. Сокол, С. И. Попов. – Ростов на Дону : Феникс, 2006. – 303 с. : ил.
8. Удлер, Э.И. Конструкция автомобилей / Э.И. Удлер, О.Ю. Обоянцев. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2010. – 375 с.

Приложения

Образец титульного листа курсового проекта

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования**

**«Чувашский государственный педагогический университет
им. И. Я. Яковлева»**

Кафедра машиноведения

Курсовой проект

**по дисциплине: «Конструкция и эксплуатационные свойства
транспортных и транспортно технологических машин и оборудования»**

**Тема: «Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета и
эксплуатационные свойства»**

**Выполнил: студент 3 курса направления подготовки
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов
Профиль «Автомобильный сервис»**

(ФИО)

Руководитель курсовой работы _____

Регистрационный номер _____

Дата ____ 201 ____ г.

Чебоксары 201 ____

Тема курсовой работы

№ п/п	Наименование раздела	стр
	Титульный лист	1
	Содержание	1
	Аннотация	1
	Введение	2...3
1	Характеристика подвижного состава	1...6
2	Тяговый расчет автомобиля	12...20
3	Динамический расчет автомобиля	4...8
4	Анализ конструкций механизма	2...3
5	Расчет механизма	4...8
	Заключение	1
	Список используемой литературы	1...2
	Всего страниц	30...54

52

Учебное издание

**КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА
ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
И ОБОРУДОВАНИЯ**

Методические указания по выполнению курсовой работы

**Составитель
Самсонов Андрей Николаевич**

Подписано в печать 25.05.2018. Формат 60х84/16.
Бумага писчая. Печать оперативная.
Усл. печ. л. 3,3. Тираж 30 экз. Заказ № 678

Согласно Федеральному закону «О защите детей от информации,
причиняющей вред их здоровью и развитию»
от 29 декабря 2010 года № 436-ФЗ
данная продукция не подлежит маркировке

ФГБОУ ВО «Чувашский государственный педагогический
университет им. И. Я. Яковлева»
428000, Чебоксары, ул. К. Маркса, 38

Отпечатано в редакционно-издательском отделе
ФГБОУ ВО «Чувашский государственный педагогический
университет им. И. Я. Яковлева»
428000, Чебоксары, ул. К. Маркса, 38