

Министерство образования и науки Донецкой Народной Республики
Государственное профессиональное образовательное учреждение
«Горловский автотранспортный техникум»
Государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Донецкий национальный технический университет»



УТВЕРЖДАЮ

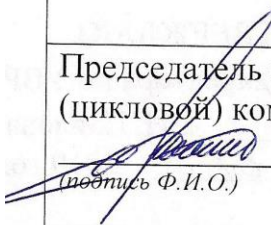
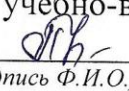
Заместитель директора по УВР

 С.И. Павлова

2019 год

Методические рекомендации по выполнению курсового проекта
по разделу 1 «Устройство и эксплуатация транспортных средств»
МДК 01.01 Конструкция, техническое обслуживание и ремонт
транспортного электрооборудования и автоматики
специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электрооборудования
и автоматики» (на автомобильном транспорте)

Горловка 2019 г.

<p>ОДОБРЕНО Цикловой комиссией «Устройство, ремонт и техническая эксплуатация транспортных средств» (наименование комиссии) Протокол № <u>6</u> от «<u>16</u>» <u>01</u> 20<u>19</u> г.</p>	<p>Разработано на основе государственного образовательного стандарта по специальности среднего профессио- нального образования <u>23.02.05</u> «Эксплуатация <u>транспортного</u> <u>электрооборудования и автоматики</u>» (на <u>автомобильном транспорте</u>) (код, наименование специальности/профессии)</p>
<p>Председатель предметной (цикловой) комиссии  /Буряченко И.В. (подпись Ф.И.О.)</p>	<p>Заместитель директора по учебно-воспитательной работе  / Павлова С.И. (подпись Ф.И.О.)</p>

Составители: Авельцев Р.А. – преподаватель техникума, специалист первой квалификационной категории.

Рецензия

на методические указания по курсовому проекту
МДК.01.01. Конструкция, техническое обслуживание и ремонт
транспортного электрооборудования и автоматики
(раздел 1 Устройство и эксплуатация транспортных средств)
специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электро-
оборудования и автоматики» (на автомобильном транспорте)
преподавателя ГПОУ «Горловский автотранспортный техникум»
ГОУВПО «Дон НТУ» Авельцева Р.А.


Методические указания по курсовому проекту по МДК.01.01. Конструкция, техническое обслуживание и ремонт транспортного электрооборудования и автоматики (раздел 1 Устройство и эксплуатация транспортных средств) составлены на основании новых отраслевых стандартов Министерства образования и науки Донецкой народной республики, по программе подготовки техников - электромехаников в соответствии с ГОС СПО для студентов специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электрооборудования и автоматики» (на автомобильном транспорте)

Курсовой проект имеет профессиональное направление и ее выполнение позволит студентам получить необходимые практические навыки для получения квалификации техника - электромеханика по обслуживанию и ремонту электрооборудования транспортных средств.

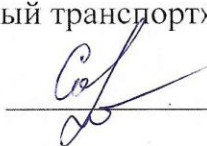
В методических указаниях к курсовому проекту были должным образом обоснованы и определены критерии получаемых студентами знаний и умений, перечень основной и дополнительной литературы, информационные ресурсы сети Интернет, которые позволят студентам в полном объеме изучить раздел.

Считаю, что использование методических рекомендаций к курсовому проекту, разработанных преподавателем ГПОУ «ГАТТ» ГОУВПО «Дон НТУ» Авельцевым Р.А. удовлетворяет требованиям отраслевых стандартов Министерства образования и науки Донецкой народной республики и может использоваться для изучения студентами ГПОУ «ГАТТ» ГОУВПО «Дон НТУ» по специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электрооборудования и автоматики» (на автомобильном транспорте).

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт»
Горловского АДИ ГОУВПО «Дон НТУ»  С.В. Никульшин

Подпись ктн, доцента кафедры «Автомобильный транспорт»
С.В. Никульшина заверяю
Начальник отдела кадров 

 И.К. Сорокина

Рецензия

на методические указания по курсовому проекту
МДК.01.01. Конструкция, техническое обслуживание и ремонт
транспортного электрооборудования и автоматики
(раздел 1 Устройство и эксплуатация транспортных средств)
специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электро-
оборудования и автоматики» (на автомобильном транспорте)
преподавателя ГПОУ «Горловский автотранспортный техникум»
ГОУВПО «Дон НТУ» Авельцева Р.А.

Методические указания по выполнению курсового проекта по МДК.01.01. Конструкция, техническое обслуживание и ремонт транспортного электрооборудования и автоматики (раздел 1 Устройство и эксплуатация транспортных средств) составлены на основании новых отраслевых стандартов Министерства образования и науки Донецкой народной республики, по программе подготовки техников - электромехаников в соответствии с ГОС СПО для студентов специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электрооборудования и автоматики» (на автомобильном транспорте)

Методические указания в полном объеме включает в себя все темы, предусмотренные разделом 1 Устройство и эксплуатация транспортных средств.

Курсовой проект имеет профессиональное направление и его выполнение позволит студентам получить необходимые навыки для получения квалификации техника - электромеханика по обслуживанию и ремонту электрооборудования транспортных средств.

При выполнении были должным образом обоснованы и определены критерии получаемых студентами знаний и умений, перечень основной и дополнительной литературы, информационные ресурсы сети Интернет, которые позволят студентам в полном объеме изучить раздел.

Считаю, что методические указания к выполнению курсового проекта, разработанные преподавателем ГПОУ «ГАТТ» ГОУВПО «Дон НТУ» Авельцевым Р.А. удовлетворяет требованиям отраслевых стандартов Министерства образования и науки Донецкой народной республики и могут использоваться студентами ГПОУ «ГАТТ» ГОУВПО «Дон НТУ» по специальности 23.02.05 «Эксплуатация транспортного электрооборудования и автоматики» (на автомобильном транспорте).

Рецензент:

Преподаватель, специалист высшей
квалификационной категории

Подпись Коваленко П.А. подтверждаю
Старший инспектор по кадрам



Содержание

Введение	3
1. Краткая техническая характеристика подвижного состава.	4
2. Расчет тяговых характеристик.	6
2.1 Построение внешней скоростной характеристики двигателя.	6
2.2 Определение сил, действующих на автомобиль.	8
2.3 Динамический фактор автомобиля.	12
2.4 Тяговая характеристика трактора.	17
3. Технологический раздел.	19
3.1 Расчет сцепления.	19
3.2 Расчет коробок передач	27
3.3 Расчет карданной передачи	34
3.4 Расчет главной передачи	40
3.5 Расчет дифференциала	44
Вывод	47
Список используемой литературы.	47
Приложения	48

Введение

Данный курсовой проект предназначен для закрепления знаний студентов по МДК01.01 «Конструкция, техническое обслуживание и ремонт транспортного электрооборудования и автоматики» раздел 1 «Устройство и эксплуатация транспортных средств».

Курсовой проект выполняют в соответствии с заданием: вариант задания определяется выборочно по желанию студента.

Проект включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть (2 листа формата А1). На 1 листе должны быть приведены технические характеристики автомобиля. На 2 листе приводятся графики: внешней скоростной характеристики двигателя автомобиля, скорости движения на каждой передаче, силы, действующие на автомобиль, динамическая характеристика, ускорения при разгоне автомобиля.

Пояснительная записка курсового проекта состоит из трех разделов. В общих положениях согласно задания приводятся технические характеристики автомобиля. В расчетном отделе производится расчет и анализ тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля и трактора. Выполняется построение графиков внешней скоростной характеристики для двигателей автомобиля и трактора, расчет сил действующих на автомобиль, динамической характеристики, скорости и ускорения автомобиля на каждой передаче и тягового КПД трактора. В технологическом разделе производится расчет элементов трансмиссии автомобиля.

Вначале выбирают необходимые параметры из технической характеристики автомобиля, общие параметры выбирают в приложениях.

При выполнении курсового проекта ориентируются на содержание методических рекомендаций к курсовому проекту, в которых кратко изложены вопросы теории автомобиля, даны рекомендации по выбору ряда коэффициентов.

В приложении представлены различные технические данные автомобилей, которые помогут при выполнении работы.

Краткая техническая характеристика автомобиля.

Необходимо указать назначение и технические характеристики автомо-биля по указанным в таблицах 1.1 и 1.2 параметрам. В дальнейшем эти данные будут использоваться в тяговом расчете.

Таблица 1.1 Техническая характеристика автомобиля.

Параметр автомобиля	Значение параметра
Модель автомобиля	
Грузоподъемность, кг	
Колесная формула	
Количество мест в кабине	
Тип двигателя	
Рабочий объем двигателя, л ³	
Количество / расположение цилиндров	
Порядок работы цилиндров	
Степень сжатия	
Максимальная мощность, кВт / (об/мин)	
Максимальный крутящий момент, Н·м / (об/мин)	
Тип трансмиссии	
Сцепление	
Коробка передач	
Передаточные числа коробки передач	
Передаточное число главной передачи	
Напряжение электрооборудования, В	
Аккумуляторная батарея	
Колесная база, мм	
Длина / ширина / высота, мм	
Колея передняя / задняя, мм	
Снаряженная масса, кг	
Полная масса, кг	
Распределение массы по осям автомобиля, кг - передние - задние	
Объем топливного бака, л	
Рулевое управление	
Передняя подвеска	
Задняя подвеска	
Диаметр разворота, м	
Передние тормозные механизмы	
Задние тормозные механизмы	
Стояночный тормоз	

Маркировка шин	
Количество колес	
Максимальная скорость, км/ч	
Расход топлива, л/100 км:	

2. Расчет тяговых характеристик

2.1 Построение внешней скоростной характеристики двигателя.

Внешняя скоростная характеристика является визитной карточкой любого двигателя и отражает зависимости изменения эффективной мощности - N_e , эффективного крутящего момента - M_e , удельного эффективного - g_e и часового - G_T расходов топлива.

Обороты для построения внешней скоростной характеристики выбирают исходя из соотношения между частотой вращения вала двигателя при максимальной скорости автомобиля на прямой передаче n_v и частотой вращения вала двигателя при максимальной мощности двигателя $n_{ном}$:

$$x_i = n_i / n_{ном} \quad (2.1)$$

Для карбюраторных двигателей без ограничителя частоты вращения $x_i = 0,4 - 1,2$;

Для карбюраторных двигателей с ограничителем частоты вращения $x_i = 0,2 - 0,9$;

Для дизельных двигателей $x_i = 0,4 - 1,0$

Тогда:

$$n_i = x_i \times n_{ном} \quad (2.2)$$

Эффективную мощность двигателя для принятых оборотов определяем по формуле:

$$N_{ei} = N_{max} \times (a \times x_i + b \times x_i^2 - c \times x_i^3) \quad (2.3)$$

где a, b, c - статистические коэффициенты.

Коэффициенты a, b, c зависят от приспособляемости двигателя по вращающему моменту и оборотам, а также от литража и типа двигателя.

Для карбюраторного двигателя: $a = b = c = 1$; для дизелей с неразделенной камерой сгорания: $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1,0$; для дизелей с разделенной камерой сгорания: $a = 0,53$; $b = 1,56$; $c = 1,09$.

Полученные значения эффективной мощности заносят в таблицу 2.1 .

Эффективный крутящий момент для принятых оборотов двигателя определяется по формуле:

$$M_{ei} = 9550 \times N_{ei} / n_i \quad (2.4)$$

Полученные значения эффективного крутящего момента заносят в таблицу 2.1

Таблица 2.1 Эффективная мощность и эффективный крутящий момент двигателя.

n_i , об/мин	N_{ei} , кВт	M_{ei} , Нм

На основании полученных данных строятся графики изменения эффективной мощности и эффективного крутящего момента от оборотов двигателя $N_e = f(n_i)$ и $M_e = f(n_i)$.

При построении графика внешней скоростной характеристики по оси абсцисс в определенном масштабе откладывают обороты двигателя, а на оси ординат в соответствующем масштабе наносят шкалу эффективной мощности N_e и эффективного крутящего момента M_e .

Определяют значение удельного эффективного расхода топлива при различных оборотах двигателя.

Для карбюраторных двигателей удельный эффективный расход топлива рассчитываем по формуле:

$$g_{ei} = g_{emin} \times (1,55 - 1,55 \times X_i + (X_i)^2), \text{ г/кВтч} \quad (2.5)$$

где g_{emin} - минимальный расход топлива;

X_i - отношение расчетных оборотов двигателя к номинальным.

Для дизельных двигателей удельный эффективный расход топлива рассчитываем по формуле:

$$g_{ei} = g_{emin} \times (1,2 + 0,8 \times X_i + (X_i)^2), \text{ г/кВтч} \quad (2.6)$$

Полученные данные заносят в таблицу 2.2

Значение удельного эффективного расхода топлива карбюраторного двигателя при максимальной мощности находится в пределах:

$$G_{max} = 300 - 320 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Часовой расход топлива рассчитывают по формуле:

$$G_{ТХi} = 0,001 \times g_{ei} \times N_{ei}, \text{ кг/ч} \quad (2.7)$$

Где g_{ei} - удельный эффективный расход топлива для данных оборотов двигателя;

N_{ei} - мощность двигателя.

Полученные данные заносят в таблицу 2.2

Таблица 2.2 Удельный эффективный и часовой расход топлива двигателя.

n_i	g_{ei}	$G_{ТХi}$

Используя полученные данные на внешнюю скоростную характеристику наносят график удельно-эффективного расхода топлива $g_{ei} = f(n_i)$ и часового расхода топлива от оборотов двигателя $G_{ТХi} = f(n_i)$

Расход топлива возрастает с увеличением мощности на преодоление сопротивлений в трансмиссии, мощности на преодоление суммарного сопротивления дороги, мощности на преодоление сопротивления воздуха. Плотность топлива ρ введена для перевода единиц массы в литры.

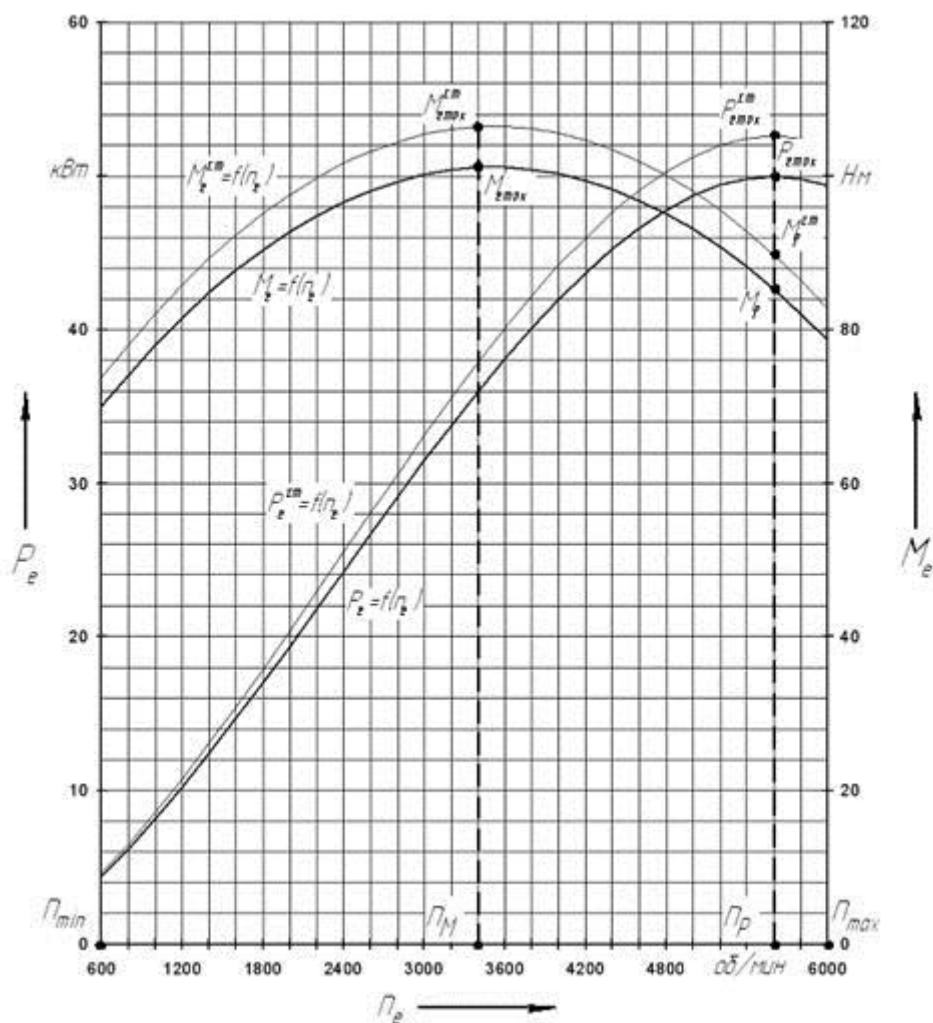


Рис.2.1 Эффективная мощность и эффективный крутящий момент на внешней скоростной характеристике двигателя.

2.2 Определение сил, действующих на автомобиль.

Для определения силы тяги на колесах автомобиля необходимо узнать динамический радиус колеса.

Под действием вертикальной нагрузки, в результате деформации эластичного обода шины уменьшается расстояние от оси колеса до опорной поверхности. Это расстояние называют статическим радиусом $r_{ст}$ колеса. Если колесо находится также под действием вращающего момента, это расстояние становится еще меньше ввиду действия тангенциальной деформации шины, его называют динамическим радиусом r_k . Вследствие небольшой разницы в размерах между статическим и динамическим радиусами, приведенный в ГОСТ статический радиус при движении машины без буксования и скольжения в практических расчетах принимают равным динамическому. Статический радиус определяют по формуле

$$r_{ст} = r_0 \times \lambda_{ш} \quad (2.8)$$

где $\lambda_{ш}$ – коэффициент деформации шины, изменяется в пределах $\lambda_{ш} = 0,94-0,96$;
 r_0 – свободный, без нагрузки, радиус колеса

$$r_0 = 0,5 \times d + H_{ш} \quad (2.9)$$

где d – посадочный диаметр обода;

$H_{ш}$ – высота профиля шины.

$$H_{ш}=(0,7 - 0,8) \times b_{ш}$$

где $b_{ш}$ – ширина профиля шины.

Посадочный диаметр обода и высоту профиля шины определяем по маркировке шины. В маркировке шины указывают ее размеры, конструкцию, грузоподъемность, дату изготовления.

Пример маркировки шины: 155-13/6,15-13 И-151 75 ГОСТ 4754-80 172Вл007451, где 155 и 6,15 – обозначение ширины профиля шины в миллиметрах и дюймах соответственно; И-151 – модель шины; 75 – индекс грузоподъемности; ГОСТ 4754-80 – стандарт, по которому производится шина; 172Вл007451 – порядковый номер, в котором 172 – дата выпуска (17-я неделя 1982 г.), Вл (Волжский) – обозначение завода-изготовителя, 007451 – порядковый номер шины.

Пример маркировки шины с радиальным расположением нитей корда:

$$9.00/65R20 (260/65R508) И - Н142Б НС-12 ГОСТ 5513-86 128Нк085743$$

где 9,00 и 260 – ширина профиля шины в дюймах и миллиметрах; 65 – процентное отношение высоты к ширине профиля шины; 20 и 508 – посадочный диаметр в дюймах и миллиметрах; R – радиальное расположение нитей корда; НС-12 – норма слойности; ГОСТ 5513 – стандарт выпуска; 128 – 12-я неделя 1988 г. выпуска; 085743 – порядковый номер шины.

Индекс скорости, например Р, допускает скорость движения 150 км/ч.

Скорость движения автомобиля для принятых оборотов двигателя определяем по формуле:

$$V= 0,105 \times r \times n / (i_{кп} \times i_{рк} \times i_{гп}) \quad (2.10)$$

где $i_{рк}$ – передаточное отношение коробки передач;

$i_{рк}$ – передаточное отношение раздаточной коробки на высшей и низшей передаче, если раздаточная коробка отсутствует $i_{рк}=1$;

$i_{гп}$ – передаточное отношение главной передачи.

Полученные значения вносим в таблицу 2.3

Зная радиус колеса определяем силу тяги на ведущих колесах автомобиля по формуле:

$$P_T = M_e \times i_{кп} \times i_{рк} \times i_{гп} \times \eta_{тр} / r \quad (2.11)$$

где η_t - КПД трансмиссии.

Затраты энергии на трение в деталях трансмиссии и перемещение масла зависят от числа пар в зацеплении зубчатых колес, типа зубчатых колес, типа и состояния масла. Затраты энергии в трансмиссии оценивают коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta_t = (1 - \xi) \times \eta_{ц}^{n1} \times \eta_{кон}^{n2} \quad (2.12)$$

где $\eta_{ц}$, $\eta_{кон}$ – КПД соответственно цилиндрической и конической пар зубчатых колес, $\eta_{ц}=0,99$; $\eta_{кон}=0,98$;

$n1$, $n2$ – соответственно число пар цилиндрических и конических зубчатых колес, находящихся в данном случае в зацеплении;

ξ – коэффициент, учитывающий потери энергии холостого хода, при холостом прокручивании трансмиссии, прогретой до температуры 40-60 °С.

Для автомобилей с двухступенчатой главной передачей или с одноступенчатой главной передачей и планетарным колесным редуктором

коэффициент $\xi = 0,03-0,04$, для автомобилей с одноступенчатым редуктором главной передачи коэффициент $\xi = 0,02-0,03$.

Подставляя значение КПД трансмиссии в формулу (2.11), находим силу тяги на ведущих колесах автомобиля. Полученные значения заносим в таблицу 2.3 .

Силу сопротивления качению колес определяют как произведение силы тяжести автомобиля на коэффициент качения:

$$P_f = f \times G_a \quad (2.13)$$

где f – коэффициент качения.

Значение коэффициента качения зависит от типа и состояния дорожного покрытия, от типа и состояния шины, конструкции шины, расположения слоев корда, рисунка протектора, жесткости материала шины и давления воздуха в ней.

Тяговый расчет проводят из условия движения автомобиля по дороге с твердым покрытием при использовании стандартных шин в нормальном техническом состоянии при рекомендованном заводом-изготовителем давлении воздуха в шинах и под нагрузкой, равной G_a . По данным НАМИ, значение коэффициента качения изменяется в пределах $f = 0,01-0,03$.

При движении на подъем возникает составляющая силы тяжести, направленная навстречу движению автомобиля:

$$P_i = G_a \times \sin \alpha \quad (2.14)$$

Для небольших углов подъема (до $8-9^\circ$) принимают $\sin \alpha = \operatorname{tg} a = i$. Коэффициент подъема i оценивают в относительных единицах, но если его умножить на 100, то подъем оценивают в процентах, например, при $\operatorname{tg} a = 0,5$ подъем равен 5 %, или 5-ти метрам подъема на длине заложения, равной 100 м.

Для удобства расчетов вводят суммарный коэффициент дорожного сопротивления ψ , который оценивает суммарные потери энергии, зависящие от типа и состояния шин, от типа и состояния дороги, ее профиля. Суммарный коэффициент дорожного сопротивления: $\psi = f \pm i$.

Тогда сила суммарного дорожного сопротивления:

$$P_\psi = \psi \times G_a \quad (2.15)$$

В тягово-динамическом и экономическом расчетах необходимо будет выбрать коэффициенты суммарного дорожного сопротивления: коэффициент сопротивления качению при движении по горизонтальной дороге с твердым покрытием;

$$\psi = f = 0,012 - 0,03$$

Максимальный коэффициент суммарного дорожного сопротивления равен будет при коэффициенте подъема i_{\max} , соответствующему наибольшему подъему, который должен преодолеть автомобиль, двигаясь на высшей передаче по хорошей дороге:

$$\psi_{\max} = f + i_{\max} \quad (2.13)$$

Так как максимальную скорость автомобиль может развить на ровной дороге, то $i=0$ и

$$\psi = f = f_o \cdot (1 + (0,006 \cdot V)^2) \quad (2.16)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению колес, при движении по асфальто-бетонному покрытию

$$f_0=0,012$$

Так как автомобиль движется в воздушной среде, обладающей определенной плотностью, то возникают силы сопротивления воздуха движению автомобиля. Для определения силы сопротивления воздуха используют выражение из аэродинамики:

$$F_w = k_w \times F_a \times V_a^2 \quad (2.17)$$

где k_w – коэффициент обтекаемости, зависит от формы тела и определяется опытным путем в аэродинамической трубе (табл. 4 приложения);

0,7-0,9 – для грузовых автомобилей;

0,3-0,4 – для легковых автомобилей.

F_a – площадь наибольшего поперечного сечения автомобиля, m^2 .

Площадь поперечного сечения автомобиля подсчитывают по формуле:

$$F_a = \beta \times B_a \times H_a \quad (2.18)$$

где β – коэффициент заполнения площади, для легковых автомобилей равен 0,78-0,8 и для грузовых – 0,75-0,9;

B_a – габаритная ширина;

H_a – габаритная высота автомобиля.

Вектор силы сопротивления воздуха прикладывают в центре миделевого сечения перпендикулярно поперечной плоскости машины. С небольшой ошибкой обычно его прикладывают в центре масс автомобиля.

Для скоростей движения 40-50 км/ч (11-14 м/с) значение силы сопротивления воздуха невелико, и его в расчетах не учитывают. При скоростях свыше 100 км/ч (28 м/с) сопротивление воздуха составляет основную долю сопротивлений движению автомобиля.

При изменении скорости движения машины (при переходных процессах) возникают силы инерции, значение которых зависит от величины действующих масс и ускорений. Действуют как поступательно движущиеся массы, так и вращающиеся. При разгоне машины силы инерции оказывают сопротивление движению, при замедлении движения силы инерции препятствуют замедлению движения. Приведенная сила инерции:

$$P_j = m_a \times \delta_{вр} \quad (2.19)$$

где m_a – поступательно движущаяся масса;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс, показывающий, во сколько раз условная поступательно движущаяся масса машины больше действительной.

Внешние силы, действующие на автомобиль при его движении представлены в аналитическом виде в уравнении тягового баланса:

$$P_T = P_f + P_i + P_w + P_j \quad (2.20)$$

где P_T – сила тяги, возникающая в контакте колес с дорогой и вызывающая движение автомобиля.

P_f – сопротивление качению колес;

P_i – сопротивление при движении на подъем (+), при движении на спуске (-);

P_j – силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс;

P_w – сила сопротивления воздуха.

Мощностной баланс в аналитической форме выражают уравнением

$$N_e = N_M \pm N_f \pm N_i \pm N_j \pm N_w \quad (2.21)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя;

N_M – мощность потерь в трансмиссии;

N_f – мощность на преодаление сил инерции;

N_i – мощность на преодаление подъема;

N_j – мощность на разгон;

N_w – мощность на преодаление сопротивления воздуха.

Мощность, затраченная на преодаление трения в трансмиссии:

$$N_M = (1 - \eta_M) \times N_e \quad (2.22)$$

где η_M – КПД трансмиссии автомобиля.

Мощности, затраченные на преодаление сил сопротивления подъема и сил сопротивления качению колес, оценивают суммарной мощностью, затраченной на преодаление суммарных дорожных сопротивлений:

$$N_\psi = N_f \pm N_i = P_\psi \times V_a \quad (2.23)$$

У большегрузных иностранных грузовых автомобилей удельная мощность находится в пределах $N_{уд} = 12-14$ кВт/т, что обеспечивает не только высокие разгонные свойства, но и высокие скорости движения на трассах.

Для дизеля и карбюраторного двигателя грузового автомобиля максимальная мощность равна номинальной $N_H = N_{max}$. При наличии на двигателе всережимного регулятора регуляторную ветвь строят по известной методике: находят максимальные обороты холостого хода двигателя $n_{xx} = n_H(1,06-1,08)$ и соединяют на характеристике расчетную точку n_{xx} с номинальными значениями мощности и вращающего момента.

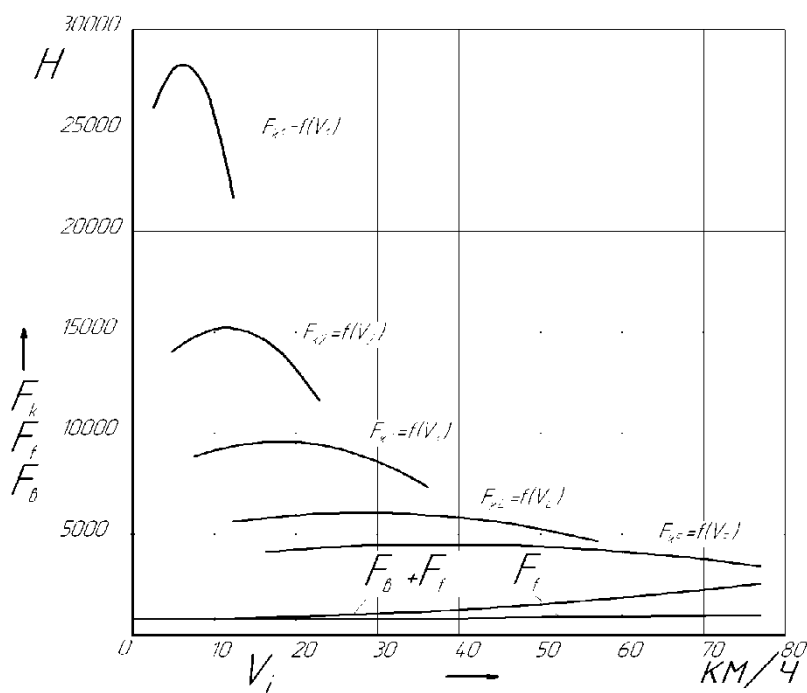


Рис.2.3 Изменение сил, действующих на автомобиль от скорости движения.

3. Динамический фактор автомобиля.

Динамический фактор есть отношение избыточной тяги к весу автомобиля. Так как сила тяги P_T и сила сопротивления воздуха P_W изменяются в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы автомобиля, то и динамический фактор в условиях эксплуатации не остается постоянным.

Динамический фактор определяем по формуле:

$$D_a = (P_T - P_W) / G_a \quad (2.24)$$

где P_T – сила тяги на ведущих колесах автомобиля;

P_W – сила сопротивления воздуха;

G_a – полный вес автомобиля.

Результаты расчетов заносим в таблицу 2.2 .

Таблица 2.2 Расчетные данные динамической характеристики автомобиля.

№ Передачи	P_T , кН	P_W , кН	$P_T - P_W$, кН	V , м/с	D_a
1-я передача					
2-я передача					
n-я передача					

По полученным данным строим график динамической характеристики автомобиля с полной нагрузкой.

За изменением динамического фактора при изменении скоростных и нагрузочных режимов автомобиля можно проследить по динамической характеристике $D = f(V_a)$. Динамическая характеристика позволяет решать ряд задач

движения автомобиля с учетом конструктивных и эксплуатационных параметров, позволяющих оценить эффективность использования автомобиля.

Исходными для построения динамической характеристики являются внешняя скоростная характеристика двигателя, а также данные тягового расчета.

При построении динамической характеристики намечают не менее пяти точек скоростных режимов на каждой передаче.

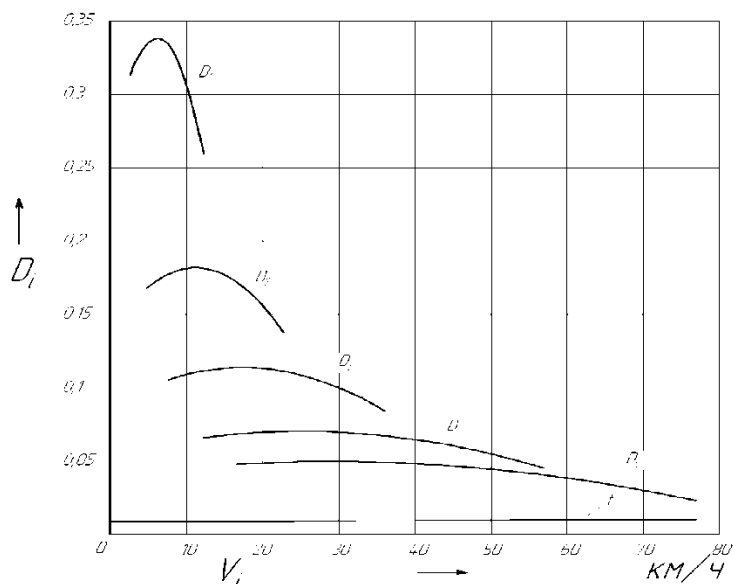


Рис. 2.4 Динамический фактор автомобиля.

Универсальная динамическая характеристика позволяет решать ряд задач движения автомобиля, в том числе при изменении его веса и дорожных условий.

Динамический фактор с уменьшением веса увеличивается. Новое значение динамического фактора D_x автомобиля, вес которого изменен, можно определить по формуле:

$$D_x = D_a \times (G_x / G_a) \quad (2.25)$$

где D_a , G_a — динамический фактор и вес полностью груженого автомобиля;
 G_x — измененный вес автомобиля.

Для решения задач динамики с изменением нагрузки автомобиля влево от точки O динамической характеристики строят номограмму нагрузок. Для этого влево от точки O проводят ось и на ней наносят шкалу различных значений нагрузки в процентах от полной:

$$H = G_x \cdot 100 / G_a \quad (2.26)$$

Из точки O , соответствующей негруженому автомобилю, проводят линию, параллельную шкале динамического фактора D_a , и на ней откладывают значения динамического фактора D_0 для негруженого автомобиля.

Длину шкалы динамического фактора негруженого автомобиля определяют по формуле:

$$A_0 = A \times (G_x / G_a) \quad (2.27)$$

где A — масштаб шкалы динамического фактора полностью груженого автомобиля.

Одинаковые значения шкал динамических факторов D_0 и D_a соединяют наклонными прямыми линиями.

В таком виде график универсальной динамической характеристики позволяет решить ряд задач динамики автомобиля: определить наибольшее значение дорожного сопротивления ψ_1 , которое преодолет автомобиль с определенной нагрузкой N в процентах от полного веса при установившемся движении, определить нагрузку, которую может нести автомобиль при движении с заданной скоростью V по дороге с известным дорожным сопротивлением ψ .

По полученным данным строим график изменения скорости на каждой передаче.

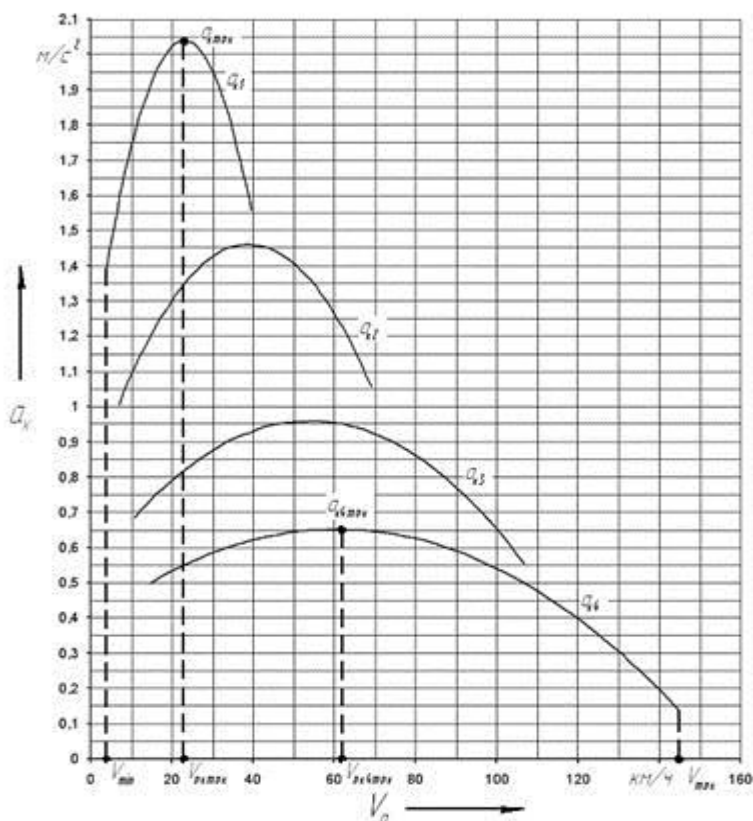


Рис.2.5 График изменения скорости на каждой передаче

Динамичность автомобиля определяет его производительность, т.е. способность перевозить грузы (пассажиры) с оптимальной средней технической скоростью, которая, в свою очередь, зависит от интенсивности разгона – трогания с места и увеличения скорости до заданной. В качестве оценочных показателей интенсивности разгона приняты: j_p – ускорение при разгоне; t_p – время разгона, т.е. время увеличения скорости автомобиля от начальной V_0 до заданной конечной V_m ; s_p – путь разгона, т.е. путь, который пройдет автомобиль при увеличении скорости от V_0 до V_m .

В приближенных расчетах принимают, что разгон происходит на горизонтальной дороге с твердым покрытием ψ_v , сцепление включено и не пробуксовывает, дроссельная заслонка открыта полностью (рейка топливного насоса в положении полной подачи) обеспечено сцепление колес с дорогой без

буксования и разгон начинают с минимальной устойчивой скорости на низшей передаче.

Ускорение определяют с использованием динамической характеристики по формуле:

$$J = (D - \psi) \times (g / \delta_{вр}) \quad (2.28)$$

где D – значение динамического фактора на соответствующей передаче;

g – ускорение свободного падения;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс .

Для построения графика ускорений при разгоне последовательно, начиная с первой передачи, определяют запас динамического фактора $D - \psi$ при разгоне на различных передачах и принятых скоростных режимах. Подсчитывают для каждой передачи коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$ используя уравнение:

$$\delta_{вр} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \times u_i^2 \quad (2.29)$$

где δ_1 – коэффициент вращающихся масс 1-го порядка, $\delta_1 = 0,03-0,05$;

δ_2 – коэффициент вращающихся масс 2-го порядка $\delta_2 = 0,04-0,06$;

u_i – передаточное отношение включенной передачи в коробке передач.

Для легковых автомобилей выбирают меньшие значения δ_1 и δ_2 , для грузовых автомобилей выбирают большие значения δ_1 и δ_2 .

После чего подсчитывают ускорение автомобиля на каждой передаче и данные заносят в таблицу 2.4

Таблица 2.4 Ускорение автомобиля на каждой передаче.

№ передачи	$\delta_{вр}$	V , м/с	$D - \psi$	J , м/с ²
1-я передача				
2-я передача				
i-я передача				

По полученным данным строят график ускорений $j_p = f(V_a)$.

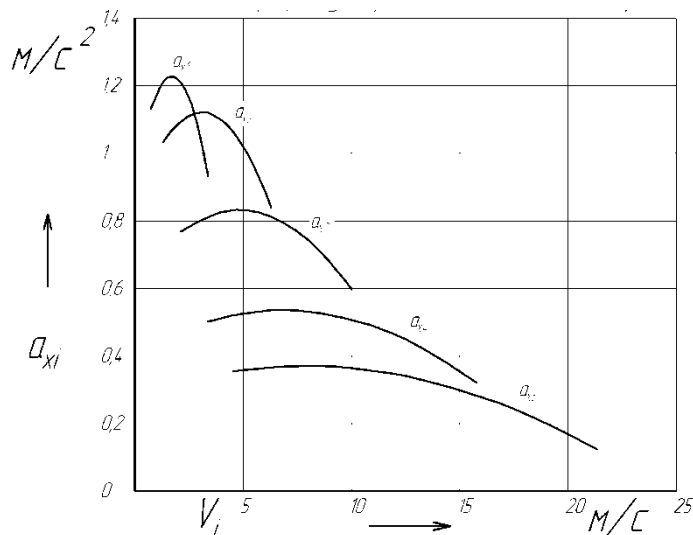


Рис.2.6 График ускорений автомобиля.

Кривые ускорений по передачам с уменьшением номера передачи несколько сближены по сравнению с кривыми динамического фактора, так как с увеличением передаточного числа возрастает коэффициент $\delta_{вр}$. По этой же причине кривая ускорений на первой передаче грузовых автомобилей располагается ниже кривой ускорений на второй передаче.

Достижение максимальной скорости происходит при полном использовании запаса динамического фактора

$$D - \psi_v = 0 \quad (2.30)$$

Теоретический график разгона отличается от действительного: не при всяком разгоне дроссельная заслонка открыта полностью (не используется полная мощность двигателя), на пробуксовку сцепления затрачиваются определенная энергия и время, не учтено время на переключение передач (1,5-2,0 с). Мощность двигателя во время разгона изменяется по динамической характеристике, что на 6-8 % меньше, чем по внешней скоростной. Моменты переключения передач в автомобиле со ступенчатой трансмиссией характеризуются потерей времени и скорости при переключении передач. У автомобиля с коробкой передач с синхронизаторами интенсивность разгона выше. Наибольшая интенсивность разгона у автомобиля с автоматической бесступенчатой трансмиссией.

3. Технологический раздел

В технологическом разделе производится расчет и проверка полученных значений размеров деталей агрегатов трансмиссии в зависимости от задания на курсовое проектирование.

3. Расчет сцепления

3.1. Определение основных параметров сцепления

Выбор размеров сцепления производится из условия передачи максимального крутящего момента двигателя посредством трения с некоторым запасом.

Статический момент трения сцепления определяют по формуле:

$$M_c = \beta \times M_{e \max} \quad (3.1)$$

где M_c – статический момент трения сцепления, Н·м;

$M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм;

β – коэффициент запаса сцепления.

Значение коэффициента запаса выбирается с учетом неизбежного уменьшения коэффициента трения накладок в процесс эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия регулировки нажимного усилия, числа ведомых дисков. С другой стороны, пиковые нагрузки в трансмиссии, независимо от их происхождения, должны ограничиваться пробуксовыванием сцепления. По этой причине коэффициент запаса сцепления не должен превышать определенного значения.

Сцепления с регулируемым давлением пружин и с диафрагменными пружинами имеют наиболее низкое значение коэффициента запаса сцепления. Большие значения имеют сцепления грузовых автомобилей и автобусов. Средние значения коэффициента запаса сцепления [5]:

– для легковых автомобилей – $\beta = 1,2-1,75$;

– для грузовых автомобилей – $\beta = 1,5-2,2$;

– для АТС повышенной проходимости – $\beta = 1,8-3,0$.

Коэффициент запаса сцепления в зависимости от максимального крутящего момента двигателя приведен в табл. 3.1.1 [2].

Средний радиус дисков определяют по формуле:

$$R_c = (R_H + R_B) / 2 \quad (3.2)$$

где R_c – средний радиус дисков, м;

R_H и R_B – соответственно, наружный и внутренний радиус фрикционных накладок, м.

Наружный радиус дисков предварительно можно определить по формуле:

$$R_H = 0,005 \times \sqrt{(10M_{e_{\max}} / A)} \quad (3.3)$$

где R_H – наружный радиус дисков, м;

$M_{e_{\max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н м;

A – коэффициент.

Коэффициент A выбирается в зависимости от вида транспортного средства [2]:

– для легковых автомобилей – $A = 4,7$;

– для грузовых автомобилей $A = 3,6$;

– для АТС повышенной проходимости $A = 1,9$.

При этом внутренний радиус фрикционных накладок:

$$R_B = 0,6 \times R_H \quad (3.4)$$

где R_B – внутренний радиус дисков, м.

Рассчитанные величины необходимо привести в соответствие со стандартными размерами ГОСТ 12238–76 (табл. 3.2) [5], затем определить средний радиус дисков с учетом стандартных размеров фрикционных накладок.

3.2. Определение параметров нагруженности сцепления

К параметрам нагруженности сцепления относят давление на фрикционные накладки, удельную работу буксования сцепления (отражающую также износостойкость сцепления), а также допустимый нагрев ведущего диска сцепления. Цель расчета – определить расчетные значения этих параметров, сравнить с допустимыми значениями, в случае невыполнения условий – выбрать другие размеры дисков и накладок. Для определения давления на фрикционные накладки сначала находят нажимное усилие пружин. Нажимное усилие рассчитывают по формуле:

$$P_{\Sigma} = M_C / (\mu \times i \times R_C) \quad (3.5)$$

где P_{Σ} – нажимное усилие пружин, Н;

M_C – статический момент трения сцепления;

μ – расчетный коэффициент трения;

i – число пар трения;

R_C – средний радиус дисков, м.

Число пар трения принимается [5]:

– для однодисковых сцеплений $i = 2$;

– для двухдисковых сцеплений $i = 4$.

Расчетный коэффициент трения зависит от ряда факторов: параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления, температуры. Расчетный коэффициент трения можно принимать: $\mu = 0,25–0,3$ [3].

Давление на фрикционные накладки рассчитывают по формуле:

$$p_0 = P_{\Sigma} / [\pi \times (R_n^2 - R_b^2)], \text{ Н/м}^2 \quad (3.6)$$

где p_0 – давление на фрикционные накладки, Па;

F – площадь поверхности одной стороны фрикционной накладки, м².

Допустимые давления на фрикционные накладки, как правило, составляют $[p_0] = 0,15\text{--}0,25$ МПа [4]. Меньшие значения имеют сцепления грузовых автомобилей и автобусов или автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях; большие значения – сцепления легковых автомобилей. Расчетные значения давления необходимо сравнить с допускаемым значением: $p_0 \leq [p_0]$.

При невыполнении условия следует изменить размеры фрикционных накладок и повторить расчет.

Удельную работу буксования сцепления рассчитывают по формуле:

$$q_6 = 4L_6 / F = 4L_6 / [\pi \times (D^2 - d^2)] \quad (3.7)$$

где q_6 – удельная работа буксования сцепления, Дж/м²;

L_6 – работа буксования, Дж;

F – площадь поверхности одной стороны фрикционной накладки, м².

Работу буксования определяют по формуле[^]

$$L_6 = (0,5J_a \times \omega_e^2 \times M_{e\max}) / (M_{e\max} - M_{\psi}) \quad (3.8)$$

где J_a – момент инерции приведенного к коленчатому валу двигателя махо-вика, заменяющего поступательно движущуюся массу автомобиля, кг·м²;

ω_e – угловая скорость коленчатого вала, рад/с;

M_{ψ} – момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя, Нм. При определении работы буксования следует иметь в виду, что формула (3.8) выведена при следующих допущениях:

- для исключения влияния водителя предполагается, что сцепление включается мгновенно;
- угловая скорость коленчатого вала двигателя в процессе включения постоянна;
- крутящий момент двигателя, равный передаваемому сцеплением моменту, растет пропорционально времени;
- момент сопротивления движению;
- величина постоянная.

Такая идеализация процесса включения сцепления позволяет проводить лишь ориентировочные расчеты. Для повышения точности результатов следует учитывать упругие свойства трансмиссии: колебательной системы и изменение переменных, входящих в формулу (3.8) в реальных условиях эксплуатации. Момент инерции приведенного к коленчатому валу двигателя маховика можно определить по формуле:

$$J_a = (1,04 + 0,05 r_k^2) \times (m_a \times r_k^2) / (i_0 \times i_i \times i_{PK}) \quad (3.9)$$

где m_a – масса автомобиля, кг;

r_k – радиус качения колеса, м;

i_0 – передаточное число главной передачи;

i_i – передаточное число первой передачи коробки передач;

i_{PK} – передаточное число раздаточной коробки.

Угловая скорость коленчатого вала двигателя для автомобилей с бензиновым двигателем определяют по формуле:

$$\omega_e = (\omega_M / 30) + 50\pi \quad (3.10)$$

где ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

ω_M – угловая скорость при максимальном крутящем моменте, рад/с.

Для автомобилей с дизелями угловая скорость коленчатого вала двигателя определяют по формуле:

$$\omega_e = 0,75\omega_N \quad (3.11)$$

где ω_N – угловая скорость при максимальной мощности, рад/с.

Угловую скорость коленчатого вала двигателя определяют по формуле: ω_N

$$\omega_N = \pi n / 30 \quad (3.12)$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

Момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя, рассчитывают при допущении равенства радиусов качения всех колес автомобиля по формуле

$$M_\psi = (m_a \times g \times r_k \times \psi) / (i_0 \times i_i \times \eta_{тр}) \quad (3.13)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

ψ – коэффициент сопротивления качению принимается для легковых автомобилей $\psi = 0,015$; для грузовых $\psi = 0,02$.

Допустимая удельная работа буксования:

– для легковых автомобилей $[q_6] = (50-70)10^4$ Дж/м² ;

– для грузовых автомобилей $[q_6] = (15-120)10^4$ Дж/м²;

– для автопоездов $[q_6] = (10-40)10^4$ Дж/м² .

При определении теплового режима сцепления рассчитывается нагрев ведущего диска. Маховик имеет значительно большую массу, чем нажимной диск, и поэтому температура его нагрева сравнительно невелика. При расчете нагрева ведущего диска принимается допущение, что теплопередача в окружающую среду отсутствует, и вся работа буксования используется на нагрев диска. Нагрев ведущего диска при одном трогании с места рассчитывают по формуле:

$$\Delta t = (\gamma \times L_6) / (m_d \times C_d) \quad (3.14)$$

где Δt – нагрев ведущего диска, °С;

γ – доля теплоты, поглощаемая диском;

m_d – масса нажимного диска, кг;

C_d – удельная теплоемкость материала диска, Дж/(кг·град).

Доля теплоты, поглощаемая диском:

– для ведущего диска однодискового сцепления и среднего диска двухдискового – $\gamma = 0,5$;

– для нажимного диска двухдискового сцепления – $\gamma = 0,25$.

Удельная теплоемкость стали $C_d = 481,5$ Дж/(кг·град) [5]. Радиальные размеры дисков выбираются, исходя из размеров фрикционных накладок. Толщина дисков предварительно принимается в зависимости от наружного диаметра накладок и затем уточняется по результатам теплового расчета сцепления:

$$S_d = 0,05D \quad (3.15)$$

где S_d – толщина диска, м.

Определив геометрические размеры нажимного диска, можно определить его массу:

$$M_d = \pi \times (D^2 - d^2) \times S_d \times \rho / 4 \quad (3.16)$$

где D и d – наружный и внутренний диаметр нажимного диска;

ρ – плотность материала диска.

Плотность материала диска можно принять $\rho = 7000$ кг/м³. Расчетный нагрев ведущего диска по формуле (3.14) необходимо сравнить с допустимым нагревом. Допустимый нагрев нажимного диска $[\Delta t] = 10-15$ °С [4]. Полученная расчетная температура является условной (определение ее проведено при одном трогании автомобиля с места) и используется при сравнительной оценке конструкций сцеплений различных типов. В действительности же процесс нагрева дисков значительно сложнее из-за большого числа включений сцепления на единицу пройденного пути, особенно в условиях городского движения. Поэтому температура деталей сцепления в процессе работы автомобиля значительно выше.

3.3. Расчет пружин

Расчет необходимого нажимного усилия пружин производится по формуле:

$$P_n = M_c / (R_c \times \mu \times Z_n)$$

Для сцепления с периферийными цилиндрическими пружинами нажимное усилие пружин рассчитывают по формуле

$$P_\Sigma = (\pi \times d_{пр}^3 \times \tau \times Z_n) / 8D_{пр} \quad (3.17)$$

где $d_{пр}$ – диаметр проволоки пружины, м;

τ – напряжение кручения пружины, Па;

Z_n – число нажимных пружин;

$D_{пр}$ – диаметр пружины, м.

Обычно сцепление проектируется так, чтобы при выключении нажимное усилие пружин увеличивалось на 20 %, т. е.:

$$P_{\Sigma \max} = 1,2 P_{\Sigma \max} = (1,2 \pi d_{\text{пр}}^3 \times \tau_{\max} \times Z_n) / 8D_{\text{пр}} \quad (3.18)$$

где $P_{\Sigma \max}$ – усилие пружины при выключении сцепления, Н;

τ_{\max} – максимальное напряжение кручения, Па.

Максимальное напряжение кручения составляет $\tau_{\max} = 700\text{--}900$ МПа [4].

Число пружин выбирается в зависимости от наружного диаметра фрикционных накладок и должно быть кратно числу рычагов выключения (табл. 3.3) [2].

Таблица 3.3 Число нажимных пружин

D_H	180–250	280	310; 325	350; 380	400; 420
Z_n	6	9	12	16	28

Нагрузка на пружину не должна превышать $[P_{\text{пр}}] = 800$ Н [4]

Отношение диаметров проволоки и пружины принимается [4].

$$D_{\text{пр}} / d_{\text{пр}} = 3 - 10$$

После выбора отношения диаметра пружины к диаметру проволоки пружины определяется диаметр проволоки и диаметр пружины. Пружины сцеплений изготавливаются из легированных сталей марок 65Г, 50ХФА и др.

Применение диафрагменной пружины существенно упрощает конструкцию сцепления, уменьшает его габаритные размеры и массу, так как выполняет одновременно функции нажимной пружины и рычагов выключения сцепления. Она обеспечивает равномерное распределение усилия на нажимной диск, а упругость ее лепестков (рычагов выключения) – плавность включения сцепления. Во фрикционных сцеплениях используются диафрагменные пружины с радиальными прорезями. Образованные таким образом лепестки и являются рычагами выключения сцепления. Диафрагменная пружина в свободном состоянии имеет форму конуса. Различают пружины вдавливаемого (прямая установка пружины) и вытяжного (обратная установка пружины) типов, когда усилие на нажимной диск передается по наружному или по внутреннему диаметру неразрезанной части конуса, соответственно. Конструктивные размеры диафрагменной пружины определяют характеристику пружины. К конструктивным размерам диафрагменной пружины относятся: D_e – наружный диаметр сплошного кольца; D_a – внутренний диаметр сплошного кольца; D_c – средний диаметр сплошного кольца; D_i – внутренний диаметр лепестков диафрагменной пружины; δ – толщина диафрагменной пружины; h – высота сплошного кольца пружины. Размеры диафрагменной пружины можно определить из следующих рекомендаций. Так как в расчетах можно принять

наружный диаметр сплошного кольца диафрагменной пружины равным наружному диаметру дисков сцепления, то из рекомендуемого соотношения [5] можно найти наружный диаметр сплошного кольца:

$$D_e / D_a = 1,2 - 1,5 \quad (3.19)$$

Средний диаметр сплошного кольца диафрагменной пружины можно вычислить по формуле:

$$D_c = (D_e + D_a) / 2 \quad (3.20)$$

Внутренний диаметр лепестков пружины можно определить из рекомендованного соотношения [4]:

$$D_e / D_i \geq 2,0.$$

Высоту сплошного кольца диафрагменной пружины можно найти, задаваясь значением из рекомендаций [4]:

$$\delta / h = 1,5 - 2,0 \quad (3.22)$$

Отношение высоты сплошного кольца диафрагменной пружины к ее толщине определяет нелинейность пружины. При $\delta / h \geq 1,6$ на характеристике пружины имеется большая область с постоянной осевой силой; при $\delta / h > 2,8$ возможно «выворачивание» пружины. Нажимное усилие диафрагменной пружины определяют по формуле:

где E – модуль упругости первого рода, Па;

δ – толщина диафрагменной пружины, м;

l_1 – перемещение пружины в месте приложения силы, действующей со стороны ведомого диска, м;

k_1 и k_2 – коэффициенты, зависящие от геометрических размеров пружины;

h – высота сплошного кольца диафрагменной пружины, м;

μ – коэффициент Пуассона;

D_e – наружный диаметр сплошного кольца диафрагменной пружины, м.

Модуль упругости 1-го рода – $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа [4]. Толщина диафрагменной пружины $\delta = 2,0 - 2,5$ мм [4]. Перемещение пружины в месте приложения силы $l_1 = 1,5 - 2,0$ мм [2].

Коэффициент k_1 определяют по формуле:

$$k_1 = D_a / D_e \quad (3.24)$$

Коэффициент k_2 определяют по формуле:

$$k_2 = D_c / D_e \quad (3.25)$$

Усилие при выключении отличается от нажимного усилия передаточным числом диафрагменной пружины. Передаточное число диафрагменной пружины, где функцию рычагов выполняют лепестки пружины, можно найти по геометрическим параметрам:

$$i_{л} = (D_c - D_i) / (D_e - D_c) \quad (3.26)$$

Усилие при выключении сцепления определяется выражением:

$$P_{\Sigma \max} = P_{\Sigma} / i_{\text{л}} = P_{\Sigma} (D_e - D_c) / (D_c - D_i) \quad (3.27)$$

Диафрагменную пружину проверяют на прочность по изгибу. Наибольшее напряжение возникает в момент выключения сцепления со стороны ее малого торца в середине основания лепестков. Расчетные значения давления необходимо сравнить с допускаемым значением, при невыполнении условий следует изменить размеры фрикционных накладок и повторить расчет.

3.4. Расчет шлицев ведомого вала сцепления

Расчет шлицев ведомого вала сцепления заключается в определении напряжений смятия и среза и проверке условий прочности. Диаметр вала ориентировочно можно определить по формуле:

$$d \geq \sqrt[3]{(M_{e \max} \beta) / (0,2 \times [\tau_{\text{кр}}])} \quad (3.28)$$

где $[\tau_{\text{кр}}]$ – допускаемое касательное напряжение кручения, $[\tau_{\text{кр}}] = 25\text{--}30$ МПа. Стандартные размеры шлицев определяются по ГОСТ 1139–80 «Соединения шлицевые», основные параметры приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4 Стандартные размеры шлицев

Число шлицев $z_{\text{ш}}$	Внутренний диаметр $d_{\text{ш}}$, мм	Наружный диаметр $D_{\text{ш}}$, мм	Ширина зуба $b_{\text{ш}}$, мм
6	23	26	6
6	26	30	6
6	28	32	7
6	32	36	6
6	36	40	7
6	42	46	8
6	52	58	9
6	56	62	10
6	62	68	10
6	72	78	12

Напряжение смятия шлицев (отношение срезающей силы к площади опасного сечения) определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = 8M_c / (0,75 \times (D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2) \times l_{\text{СТ}} \times Z_{\text{ш}}) \quad (3.29)$$

где $D_{\text{ш}}$ – наружный диаметр шлицев, м;

$d_{\text{ш}}$ – внутренний диаметр шлицев, м;

$l_{\text{СТ}}$ – длина ступицы, м;

$z_{\text{ш}}$ – число шлицев.

Длина ступицы зависит от конструкции сцепления и его размеров, можно принять в расчетах $l_{\text{СТ}} = 40\text{--}60$ мм. Допускаемое напряжение смятия составляет $[\sigma_{\text{см}}] = 200\text{--}300$ МПа. Расчетное напряжение смятия должно быть меньше допускаемого напряжения.

Условие прочности: $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$.

Напряжение среза шлицев можно определить по формуле:

$$\tau_{CP} = 4M_C / (d_{ш} l_{ст} b_{ш} z_{ш}) \quad (3.30)$$

где $b_{ш}$ – ширина шлица, м.

Допускаемое напряжение среза составляет $[\tau_{CP}] = 60\text{--}85$ МПа. Условие прочности: $\tau_{CP} \leq [\tau_{CP}]$.

4. Расчет коробки передач

4.1. Определение основных параметров коробки передач

После выбора схемы коробки передач определяют ее основные размеры. В первую очередь оценивается межосевое расстояние. Межосевое расстояние приближенно можно определить по формуле:

$$A = a \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (4.1)$$

где A – межосевое расстояние, мм;

$M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм;

a – коэффициент.

Величина коэффициента a зависит от типа транспортного средства [5]:

– для легковых автомобилей – $a = 14,5\text{--}16,0$;

– для грузовых автомобилей – $a = 17,0\text{--}19,5$;

– для транспортных средств с дизелями – $a = 20,5\text{--}21,5$.

Для коробок передач легковых автомобилей: $A = 65\text{--}80$ мм [7]. Для коробок передач грузовых автомобилей рекомендуется следующий рациональный ряд межосевых расстояний (табл. 4.1) [7].

Таблица 4.1 Рекомендуемые значения параметров коробок передач

$M_{e\max}$, Нм	170	260	340–420	700–850	900–1150
A , мм	85	105	125	140	160
Число ступеней	4	5	5	5	10

Затем устанавливается нормальный модуль зубчатых колес. Нормальный модуль определяется из условий прочности на 39 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). Для грузовых автомобилей уменьшение уровня шума имеет меньшее значение, чем для легковых, и следует большее внимание уделять уменьшению массы зубчатых передач. Нормальный модуль определяют по формуле:

$$m_H = d_0 / z \quad (4.2)$$

где m_n – нормальный модуль, м;
 d_0 – диаметр начальной окружности, м;
 z – число зубьев зубчатого колеса.

Торцевой модуль рассчитывают по формуле:

$$m_s = d_0 \times \cos\beta / z \quad (4.3)$$

где m_s – торцевой модуль, м;
 β – угол наклона спирали зубьев, град.

Как правило, модуль принимается одинаковый для всех зубчатых колес коробки передач, что дает некоторые технологические преимущества. Величина модуля зависит от передаваемого момента и типа транспортного средства (табл. 4.2) [6].

Стандартные значения нормального модуля, мм [7]: $m_n = 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0$ и т. д.

Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняют косозубыми для уменьшения шума при работе и повышения прочности. При выборе угла наклона учитывают ряд факторов: необходимость обеспечения достаточного осевого перекрытия зубьев; ограничение осевой силы, действующей на подшипники валов; необходимость выдержать заданное межосевое расстояние; условие уравнивания осевых сил на промежуточном валу (для трехвальных коробок передач).

Таблица 4.2 Значения нормального модуля зубчатых колес коробок передач

P , Нм	m_n , мм	Тип транспортного средства
100–200	2,25–2,75	Легковые автомобили особо малого и малого класса
200–400	2,75–3,5	Легковые автомобили среднего класса и грузовые малой грузоподъемности
400–600	3,5–4,25	Грузовые автомобили средней грузоподъемности
600–800	4,25–5,0	Грузовые автомобили большой грузоподъемности
800–1000	5,0–6,0	Первая передача в коробках передач грузовых автомобилей

		большой грузоподъемности при малом числе зубьев шестерни ($Z=12$)
--	--	---

Угол наклона спирали зубьев:

– для зубчатых колес двухвальных коробок передач легковых автомобилей $\beta = 20\text{--}25^\circ$;

– для зубчатых колес трехвальных коробок передач легковых автомобилей $\beta = 22\text{--}34^\circ$;

– для зубчатых колес коробок передач грузовых автомобилей $\beta = 18\text{--}26^\circ$.

Рабочую ширину венцов зубчатых колес коробки передач можно определить из соотношения:

$$b = (5 - 8) \times m_n = (0,19 - 0,23) \times A \quad (4.4)$$

где b – рабочая ширина венца зубчатого колеса, м.

При определении ширины венцов зубчатых колес следует учитывать, что при применении зубчатых колес большей ширины повышаются требования к жесткости валов коробки передач.

Число зубьев колес определяется по известному передаточному числу коробки передач (при условии равенства модулей). Так, например, для второй ступени трехвальной четырехступенчатой коробки передач:

$$I_2 = i_n \times i_e = (Z_2 \times Z_5) / (Z_1 \times Z_6) \quad (4.5)$$

где i_n – передаточное число привода промежуточного вала;

i_e пары – передаточное число зубчатой пары второй ступени коробки передач.

В обозначении числа зубьев принято следующее: нечетные индексы относятся к ведущим зубчатым колесам, четные – к ведомым шестерням.

Число зубьев зубчатого колеса первичного вала $Z_1 = 17\text{--}27$ [7], передаточное число привода промежуточного вала $i_n = 1,6\text{--}2,5$ [2].

Задаваясь числом зубьев зубчатого колеса первичного вала и передаточным числом привода промежуточного вала, можно определить число зубьев шестерни привода промежуточного вала.

После этого необходимо проверить межосевое расстояние по числу зубьев:

$$A = m_n \times (Z_1 + Z_2) / 2 \cos \beta \quad (4.6)$$

При определении числа зубьев необходимо учитывать, что нечетное число суммы зубьев передачи предпочтительнее, так как уменьшается возможность получения суммы чисел зубьев с общим множителем, что приводит к неравномерности износа зубьев.

Путем варьирования угла наклона спирали зубьев в заданных пределах необходимо добиться точного совпадения определяемого межосевого

расстояния с вычисленным по формуле (4.1). В крайнем случае можно изменять модуль зубчатых колес.

Передаточное число зубчатой пары можно определить из формулы (4.5):

$$i_{\text{пары}} = i_2 / i_1 = Z_5 / Z_6 \quad (4.7)$$

Число зубьев зубчатого колеса на ведомом валу можно рассчитать по формуле:

$$Z_6 = 2 A \cos \beta' / m_n \times (i_{\text{пары}} + 1) \quad (4.8)$$

где β' – угол наклона спирали зубьев для данной зубчатой пары.

Затем находится число зубьев шестерни на промежуточном валу. Далее необходимо проверить межосевое расстояние по числу зубьев рассчитанной зубчатой пары. При расчетах необходимо помнить, что межосевое расстояние и число зубьев зубчатого колеса должны быть целыми числами.

После определения числа зубьев для каждой пары зубчатых колес необходимо уточнить передаточные числа коробки передач на каждой ступени.

Число зубьев шестерни первой передачи, располагающейся на промежуточном валу коробки передач, выбирается минимальным $Z_3 = 13-17$ [5], что обуславливается применением шестерни первичного вала с достаточно большим диаметром (для размещения в ней подшипника вторичного вала).

Передаточное число пары зубчатых колес должно быть низшей ступени не выше $i_{\text{пары}} = 3,5-4,0$; на высшей не выше $i_{\text{пары}} = 0,6-0,8$ [4].

Для двухвальной коробки передач расчет ведется аналогично, однако в формулах отсутствует передаточное число привода промежуточного вала и по формуле (4.8) определяется число зубьев зубчатых колес с нечетными индексами.

4.2. Расчет зубчатых колес коробки передач на прочность

При расчете коробки передач расчетный момент определяется по максимальному крутящему моменту двигателя. Расчет шестерен производится: на прочность – по напряжениям изгиба зубьев и на долговечность – по контактными напряжениям. В основу расчета положена зависимость Беляева – Герца для наибольших нормальных напряжений в зоне контакта, возникающих при сжатии двух цилиндров.

Напряжение изгиба рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{И}} = P / b \pi m_n y \quad (4.9)$$

где $\sigma_{\text{И}}$ – напряжение изгиба, Па;

P – окружное усилие, Н;

y – коэффициент формы зуба.

Окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$P = (2M_{e \text{ max}} \times i_{\text{к}}^* \times \cos \beta) / (m_n Z) \quad (4.10)$$

где $i_{\text{к}}^*$ – передаточное число до рассчитываемого зубчатого колеса.

Коэффициент формы зуба приближенно определяют по формуле:

$$y = 0,154 - (1,23 / Z) + (3,33 / Z^2) \quad (4.11)$$

Допустимые напряжения изгиба зубьев приведены в табл. 4.3 [4].

Таблица 4.3 Допустимые напряжения изгиба зубьев, МПа

Степень	Легковые автомобили	Грузовые автомобили
Первая, задний ход	350–400	500–900
Высшие ступени	180–350	150–400

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_{сж} = 0,418 \cos \beta \sqrt{PE / (b \sin \alpha \cos \alpha) + (1/r_1 + 1/r_2)} \quad (4.12)$$

где $\sigma_{сж}$ – контактные напряжения, Па; E – модуль упругости 1-го рода Па;

α – угол зацепления шестерен, град;

r_1, r_2 – радиусы начальных окружностей шестерен в паре, м;

«+» – для внешнего зацепления; «-» – для внутреннего зацепления.

Модуль упругости 1-го рода – $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа [6].

Угол зацепления шестерен – $\alpha = 20^\circ$ [7].

Допустимые напряжения сжатия приведены в табл. 4.4 [4].

Таблица 4.4 Допустимые напряжения сжатия, МПа

Степень	Легковые автомобили и грузовые небольшой грузоподъемности	Грузовые автомобили и
Первая, задний ход	1500–2000	3000–4000
Высшие ступени	1000–1400	2000–2800

4.3. 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. Синхронизаторы принято оценивать по удельной работе буксования.

Удельную работу буксования рассчитывают по формуле:

$$l_c = L_c / F_c \quad (4.13)$$

где l_c – удельная работа буксования, МДж/м ;

L_c – работа буксования при выравнивании угловых скоростей вала и установленного на нем зубчатого колеса, Дж;

F_c – площадь поверхности трения синхронизатора, м².

Работу буксования определяют по формуле:

$$L_c = J_{\text{пр}} \omega_e^2 / 2 \times (1/i_{k+1} - 1/i_k)^2 \quad (4.14)$$

где $J_{\text{пр}}$ – суммарный приведенный момент инерции, кгм²;

ω_e – расчетная угловая скорость коленчатого вала двигателя при переключении передач, рад/с;

i_k – передаточное число выключаемой передачи;

i_{k+1} – передаточное число включаемой передачи.

При этом необходимо учитывать, что в пятиступенчатых коробках передач грузовых автомобилей синхронизированы высшие ступени, а первая передача и передача заднего хода включаются зубчатой муфтой. У коробок передач легковых автомобилей синхронизированы все ступени.

Для трехвальной коробки передач суммарный приведенный момент инерции можно определить следующим образом:

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{СЦ}} + J_{\text{ВЩ}} + J_{\text{к}}^{\text{ВЩ}} (J_{\text{пром}} \sum J_{\text{к}}^{\text{пром}}) i_{\text{п}}^2 + \sum (J_{\text{к}}^{\text{ВД}} i_{\text{к}}^2) \quad (4.15)$$

где $J_{\text{СЦ}}$ – момент инерции ведомого диска сцепления, кгм²;

$J_{\text{ВЩ}}$ – момент инерции ведущего вала коробки передач, кгм²;

$J_{\text{к}}^{\text{ВЩ}}$ – момент инерции ведущей шестерни привода промежуточного вала; $J_{\text{пром}}$ – момент инерции промежуточного вала;

$\sum J_{\text{к}}^{\text{пром}}$ – момент инерции шестерен постоянного зацепления на промежуточном валу;

$J_{\text{к}}^{\text{ВД}}$ – момент инерции зубчатого колеса на ведомом валу коробки передач.

Момент инерции диска (шестерни, вала) относительно оси, проходящей через его центр и перпендикулярной плоскости его вращения, в общем случае можно определить по формуле:

$$J = 0,5 MR^2 \quad (4.17)$$

где J – момент инерции, кгм²;

M – масса диска, кг;

R – радиус диска, м.

Для нахождения моментов инерции валов необходимо определить их размеры. Размеры валов коробок передач выбираются, исходя из условия обеспечения достаточной их жесткости.

Диаметр ведущего вала коробки передач приближенно определяют по формуле:

$$d_{\text{ВЩ}} = k^3 \sqrt{M_{\text{emax}}} \quad (4.18)$$

где $d_{\text{ВЩ}}$ – диаметр ведущего вала, мм;

k – коэффициент, $k = 4,0 - 4,6$ [7].

Из рекомендуемого отношения диаметра ведущего вала к его длине [4] можно найти длину вала:

$$d_{\text{ВЩ}} / l_{\text{ВЩ}} = 0,16 - 0,18 \quad (4.19)$$

где $l_{\text{ВЩ}}$ – длина ведущего вала, мм.

Диаметр ведомого и промежуточного валов в средней их части (валы ступенчатые) определяют по формуле:

$$d_{\text{ВД пром}} = 0,45A \quad (4.20)$$

где $d_{\text{ВД(пром)}}$ – диаметр ведомого (промежуточного) вала, м.

Отношения диаметров валов к их длинам для промежуточного и ведомого валов, соответственно [4]:

$$d_{\text{пром}} / l_{\text{пром}} = 0,16-0,18$$

$$d_{\text{ВД}} / l_{\text{ВД}} = 0,18-0,21$$

Длину ведущего вала двухвальной коробки передач приближенно рассчитывают по формуле:

$$l_{\text{ВЩ}} = (3,0-3,4)A + 0,1 \quad (4.21)$$

Расчетная угловая скорость коленчатого вала двигателя при переключении передач приведена в табл. 4.5 [7].

Таблица 4.5 Расчетная угловая скорость коленчатого вала двигателя грузового автомобиля при переключении передач, рад/с

Направление Переключения передач	Бензиновый двигатель	Дизельный двигатель
С низшей на высшую	$(0,7-0,8)\omega_N$	$(0,75-0,85)\omega_N$
С высшей на низшую	$(0,5-0,6)\omega_N$	$(0,9-1,0)\omega_M$

* ω_N, ω_M – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности и максимальном крутящем моменте соответственно, рад/с.

Площадь поверхности трения синхронизатора определяют по формуле:

$$F_c = 2\pi r b_c \quad (4.22)$$

где r – средний радиус поверхности трения конуса синхронизатора, м;

b_c – ширина кольца трения по образующей конуса, м.

Средний радиус поверхности трения рассчитывают по формуле:

$$r = M_T \sin \delta / \mu S \quad (4.23)$$

где M_T – момент трения на поверхности конуса, Н·м;

δ – половина угла при вершине конуса, град;

μ – коэффициент трения;

S – осевая сила, Н.

Момент трения на поверхности конуса рассчитывают по формуле:

$$M_T = J_{np} J_e (1/i_{\kappa+1} - 1/i_{\kappa}) / t_c \quad (4.24)$$

где t_c – время синхронизации, с.

Время синхронизации приведено в табл. 4.6 [7].

Таблица 4.6 Время синхронизации, с

Передачи	Легковые автомобили	Грузовые автомобили
Низшие	0,5–0,8	1,0–1,5
Высшие	0,15–0,3	0,3–0,8

Одним из важнейших конструктивных параметров синхронизатора является угол конусности поверхностей трения. Нижний предел половины угла конусности для пары «сталь – бронза» $\delta = 6-12^\circ$ [6].

Из-за возможного заклинивания поверхностей трения половина угла конусности должна быть больше угла трения, который связан с коэффициентом трения зависимостью:

$$\operatorname{tg} \rho = \mu \quad (4.25)$$

где ρ – угол трения, град.

Коэффициент трения для пары «сталь – бронза» $\mu = 0,06-0,1$ [6].

Осевую силу определяют по формуле:

$$S = P_{\text{рыч}} \times i_{\text{рыч}} \quad (4.26)$$

где $P_{\text{рыч}}$ – усилие, прикладываемое водителем к рычагу коробки передач, Н;

$i_{\text{рыч}}$ – передаточное число рычага переключения передач (отношение хода рукоятки к ходу муфты).

Усилие, прикладываемое водителем к рычагу коробки передач [7]:

– для легковых автомобилей и автобусов $P_{\text{рыч}} = 60$ Н;

– для грузовых автомобилей $P_{\text{рыч}} = 100$ Н.

Передаточное число рычага переключения передач [7]:

– для легковых автомобилей $i_{\text{рыч}} = 2-5$;

– для грузовых автомобилей $i_{\text{рыч}} = 7-13$.

Ширину кольца трения по образующей конуса определяют по формуле:

$$b_c = M_T / (2\pi\mu^2 r [P]) \quad (4.27)$$

где P_N – допустимое давление на поверхность конуса, Па.

Допустимое давление $P_N = 1,0-1,5$ МПа [7].

Допустимая удельная работа буксования [6]:

– для легковых автомобилей $[l_c] = 0,03-0,1$ МДж/м;

– для грузовых автомобилей $[l_c] = 0,05-0,4$ МДж/м.

Нижние пределы соответствуют высшим ступеням коробки передач, верхние – низшим.

5. Расчет карданной передачи

Карданная передача – механизм трансмиссии автомобиля, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров, предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами, оси валов которых не совпадают или могут изменять свое относительное положение при движении автомобиля.

5.1. Расчет карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей

При расчете карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей определяются параметры карданного вала, крестовины, вилок и подшипников карданного шарнира.

5.1.1. Расчет карданного вала

Для определения основных размеров карданного вала необходимо определить максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля.

Максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля, рассчитывают по формуле:

$$n_{\max} = n_N i_B k \quad (5.1)$$

где n_{\max} – максимальная частота вращения карданного вала, об/мин;

n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, об/мин;

i_B – передаточное число высшей ступени коробки передач;

k – коэффициент.

Значения коэффициента:

– для бензиновых двигателей без ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала $k = 1,2$;

– для дизелей и бензиновых двигателей с ограничителем максимальной частоты вращения коленчатого вала $k = 1,0$.

Для определения основных размеров карданного вала необходимо также определить расчетный крутящий момент на карданном валу на низшей ступени коробки передач.

Расчетный крутящий момент на карданном валу определяют по формуле:

$$M_k = M_{\text{emax}} i_1, \quad (5.2)$$

где M_k – расчетный момент на карданном валу, Н·м;

i_1 – передаточное число первой ступени коробки передач.

После определения максимальной частоты вращения карданного вала и расчетного крутящего момента на карданном валу из табл. 5.1 [7] выбирают соответствующие размеры сечений труб карданных валов.

Критическую частоту вращения карданного вала определяют по формуле:

$$n_{\text{кр}} = 12 \times 10^4 \times \sqrt{(D_B^2 + d_B^2) / L_B^2} \quad (5.3)$$

где $n_{\text{кр}}$ – критическая частота вращения карданного вала, об/мин;

D_B – внешний диаметр карданного вала, м;

d_B – внутренний диаметр карданного вала, м;

L_B – длина карданного вала, м.

Расчетная критическая частота вращения карданного вала обычно превосходит действительное значение вследствие податливости опор, неточной балансировки вала, наличия зазоров в шлицевых соединениях. Опыт эксплуатации показал, что для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо вводить коэффициент запаса по критической частоте вращения:

$$K = n_{\text{кр}} / n_{\max} = 1,5-2,0 \quad (5.4)$$

Напряжение кручения трубчатого вала рассчитывают по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = M_{\text{кр}} / W_{\text{кр}} \quad (5.5)$$

где $\tau_{\text{кр}}$ – напряжение кручения трубчатого вала, Па;

$W_{\text{кр}}$ – момент сопротивления сечения кручению, м³.

Момент сопротивления нестандартного сечения кручения рассчитывают по формуле:

$$W_{кр} = \pi (D_B^4 - d_B^4) / 16 D_B \quad (5.6)$$

Допустимые напряжения кручения [6]:

- для карданных валов легковых автомобилей – $[\tau_{кр}] = 25\text{--}55$ МПа;
- для карданных валов грузовых автомобилей – $[\tau_{кр}] = 100\text{--}120$ МПа.

На жесткость карданный вал рассчитывают по углу закручивания:

$$\theta = M_{кр} L_B 180 / (\pi J_{кр} G) \quad (5.7)$$

где θ – угол закручивания карданного вала, град;

$J_{кр}$ – полярный момент инерции сечения, м^4 ;

G – модуль упругости при кручении, Па.

Полярный момент инерции нестандартного сечения трубчатого вала определяют по формуле:

$$J_{кр} = \pi (D_B^4 - d_B^4) / 32 \quad (5.8)$$

Модуль упругости при кручении $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа [7].

Допус тимый угол закручивания равен $[\theta] = 7\text{--}8^\circ$ на один метр длины [6]

5.2. Расчет крестовины карданного шарнира

Размеры крестовины карданного шарнира определяют размеры всего карданного шарнира.

Размеры крестовины находят из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин максимального расчетного крутящего момента на карданном валу, определенного по двигателю или по сцеплению.

Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по двигателю, определяют по формуле:

$$H = 1,57 \sqrt[3]{M_{кр}} \quad (5.9)$$

где H – высота крестовины карданного шарнира по шипам, см.

Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по сцеплению, определяют по формуле:

$$H = 1,57 \sqrt[3]{85 G_{сц} r_{к} \varphi / i_0} \quad (5.10)$$

где $G_{сц}$ – вес, приходящий на мост, к которому подводится крутящий момент через рассчитываемую карданную передачу, кН;

φ – коэффициент сцепления;

i_0 – передаточное число главной передачи.

Коэффициент сцепления принимают $\varphi = 0,85$.

Определенная таким образом высота крестовины по шипам соответствует карданным шарнирам автомобилей с бензиновыми двигателями. Если крутящий момент передается от дизеля, то необходимо в подкоренное выражение формулы (5.9) добавить коэффициент, определенный из выражения (5.4).

По определенной высоте крестовины из табл. 5.2 [7] выбирают соответствующий типоразмер карданного шарнира. Шипы крестовины карданного шарнира рассчитывают по напряжениям изгиба и среза.

Напряжение изгиба шипа в опасном сечении $A\text{--}A$ определяют по формуле:

$$\sigma_{И} = Q_{max} l_{ш} / W_{ш} \quad (5.11)$$

где $\sigma_{И}$ – напряжение изгиба шипа, Па;

Q_{max} – максимальная нагрузка на шип крестовины, Н;

$i_{\text{ш}}$ – длина шипа, м;

$W_{\text{ш}}$ – момент сопротивления сечения шипа изгибу, м³.

При расчете максимальной нагрузки на шип крестовины принимают, что условно сосредоточенная сила действует в середине шипа.

Максимальную нагрузку на шип крестовины карданного шарнира рассчитывают по формуле:

$$Q_{\text{max}} = M_{\text{к}}/2r \cos \gamma \quad (5.12)$$

где r – плечо приложения максимальной нагрузки, м;

γ – угол наклона осей карданной передачи, град.

Плечо приложения максимальной нагрузки (расстояние от центра крестовины до середины шипа) можно определить по формуле:

$$r = (H_1 + H_2)/4 \quad (5.13)$$

где H_1, H_2 – расстояние между внутренними и наружными плоскостями вилки карданного шарнира, соответственно, м.

Угол наклона осей карданной передачи $\gamma = 15\text{--}20^\circ$ [4].

Высоту шипа можно приближенно принять равной длине иглы подшипника карданного шарнира.

Момент сопротивления сечения шипа изгибу определяют по формуле:

$$W = 0,1 d_{\text{ш}}^3 \quad (5.14)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шипа крестовины, м.

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{И}}] = 250\text{--}300$ МПа [6].

Напряжение среза шипа крестовины определяют по формуле

$$\tau = 4 Q_{\text{max}} / \pi d_{\text{ш}}^2 \quad (5.15)$$

где τ – напряжение среза шипа крестовины, Па.

Допустимые напряжения $[\tau] = 60\text{--}80$ МПа [6].

5.3. Расчет вилки карданного шарнира

Вилка карданного шарнира под действием максимальной нагрузки на шип крестовины испытывает изгиб и кручение.

Напряжение изгиба вилки рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = Q_{\text{max}} c / W_{\text{из}} \quad (5.16)$$

где $\sigma_{\text{из}}$ – напряжение изгиба, Па;

c – плечо изгиба, м;

$W_{\text{из}}$ – момент сопротивления сечения изгибу, м³.

Момент сопротивления изгибу для прямоугольного сечения определяют по формуле:

$$W_{\text{из}} = bh^2/6 \quad (5.17)$$

где b, h – соответственно, высота и ширина сечения вилки карданного шарнира, м.

Высоту сечения вилки можно принять равной длине иглы подшипника карданного шарнира.

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{из}}] = 60\text{--}80$ МПа [6].

Напряжение кручения вилки определяют по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = Q_{\text{max}} a / W_{\text{кр}} \quad (5.18)$$

где $\tau_{\text{кр}}$ – напряжение кручения, Па;

a – плечо кручения, м;

$W_{кр}$ – момент сопротивления сечения кручению, м.

Момент кручения определяют по формуле:

$$W_{кр} = k h b^2 \quad (5.20)$$

где k – коэффициент.

Данный коэффициент зависит от отношения ширины сечения вилки к его высоте (табл. 5.3) [6].

Таблица 5.3 Значения коэффициента

h/b	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	10,0
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Допустимые напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 120\text{--}150$ МПа.

5.4. Расчет подшипников карданного шарнира

Игольчатые подшипники карданных шарниров рассчитывают по допустимой нагрузке.

Допустимую нагрузку на подшипник карданного шарнира определяют по формуле:

$$P_{доп} = 7900 Z_{и} l_{и} d_{и} / \sqrt{(n_{м} / i_{тр})} \operatorname{tg} \gamma \quad (5.20)$$

где $P_{доп}$ – допустимая нагрузка на подшипник, Н;

$Z_{и}$ – количество иголок в подшипнике;

$l_{и}$ – длина иголки, см;

$d_{и}$ – диаметр иголки, см;

$n_{м}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте двигателя, об/мин;

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии до рассчитываемой карданной передачи.

После расчета допустимой нагрузки необходимо проверить полученное значение на соответствие условию:

$$P_{доп} > Q_{max}$$

5.5. Расчет карданной передачи с шарнирами равных угловых скоростей

Карданные шарниры равных угловых скоростей (синхронные) устанавливаются в приводе ведущих управляемых колес.

Максимальный момент по сцеплению, передаваемый шарниром, определяют по формуле:

$$M_{\phi} = G_{к} r_{к} \phi \quad (5.21)$$

где M_{ϕ} – максимальный момент по сцеплению, передаваемый шарниром, Н·м; $G_{к}$ – вес, приходящийся на колесо, Н;

$r_{к}$ – радиус качения колеса, м; ϕ – максимальный коэффициент сцепления.

Максимальный коэффициент сцепления при расчете синхронных карданных шарниров принимается $\phi = 1,0$ [5].

По рассчитанному крутящему моменту из табл. 5.4 [7] выбирают диаметр шарика шарнира равных угловых скоростей, а также наружный диаметр вала.

Таблица Параметры синхронных карданных шарниров

Параметр	Значение			
Расчетный крутящий момент, кНм	1,37	2,20	4,50	7,75
Диаметр шарика, мм	25,32 (25,50)	29,50	40,0	42,86
Максимальный диаметр вращения шарнира, мм	98	109	142	156
Расстояние между наружными торцами, мм	96	109	134	144
Наружный диаметр вала, мм	32,0	35,0	44,5	50,0
Нагрузка на передний мост не более, кН	10,0	15,0	27,5	30,0

При расчете шариковых карданных шарниров с делительным механизмом число шариков должно быть четным.

Для обеспечения необходимой плавности работы и равномерного распределения нагрузок устанавливают шесть шариков, равномерно распределенных по окружности.

Допустимое окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = 5100 \sqrt{P/d_{\text{ш}}^2} \quad (5.22)$$

где $[\sigma_{\text{и}}]$ – допустимое окружное усилие, Па;

P – окружная сила, действующая на шарик, Н.

Окружную силу, действующую на шарик, определяют по формуле:

$$P = M_{e \text{ max}} i_1 / 6R \cos \gamma \quad (5.23)$$

где R – радиус расположения шариков, м.

Размеры внутренней обоймы должны обеспечить надежную связь с ведущим валом, и это предопределяет соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами, для обеспечения заданного срока службы рекомендуют определять по эмпирической зависимости [5]:

$$R/d = 1,71$$

Угол наклона осей валов карданной передачи $\gamma = 35\text{--}40^\circ$.

Карданный вал в приводе передних колес – цельнолитой. Поэтому рассчитывают его только по углу закручивания по формуле (5.6), при этом полярный момент инерции для сплошного сечения определяют по формуле:

$$J_{\text{кр}} = \pi D_B^4 / 32 \quad (5.24)$$

Длину карданного вала можно принять равной половине колеи передних колес.

6. Расчет главной передачи

Главная передача – механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Расчетным моментом для АТС общего назначения для главной передачи служит передаваемый максимальный крутящий момент на первой ступени. Для полноприводных АТС за расчетный момент принимается момент по сцеплению, причем считается, что он распределен по мостам пропорционально весу.

6.1. Расчет цилиндрической 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. При этом [6] допустимые напряжения изгиба $[\sigma_H] = 500\text{--}700$ МПа;

6.2. Расчет гипоидной главной передачи

Гипоидная главная передача (рис. 6.1) применяется как на легковых, так и на грузовых автомобилях при передаточном числе главной передачи менее шести. Число зубьев шестерни гипоидной главной передачи выбирают в зависимости от передаточного числа главной передачи (табл. 6.1) [4].

Таблица 6.1 Число зубьев шестерни гипоидной главной передач

i_0	2,5	3	4	5	6
Z_1	15	12	9	7	6

Минимальное число зубьев шестерни [4]:

– для легковых автомобилей $Z_{1\min} = 8\text{--}12$;

– для грузовых автомобилей $Z_{1\min} = 5\text{--}11$.

При определении числа зубьев колеса и проверке передаточного числа гипоидной передачи по числу зубьев необходимо помнить, что для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, поэтому передаточное число гипоидной главной передачи – не целое число.

Напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_H = M_P / (r_{cp} y b t_{н.ср}) \quad (6.1)$$

где P – окружное усилие, Н;

y – коэффициент формы зуба;

b – длина зуба по образующей конуса, м;

$t_{н.ср}$ – нормальный шаг в среднем сечении конуса, м;

M_p – расчетный момент, Н·м;

r_{cp} – средний радиус начального конуса зубчатого колеса, м.

Окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$P = M_p / r_{cp} \quad (6.2)$$

Коэффициент формы зуба определяют исходя из эквивалентного приведенного числа зубьев:

$$Z_{\text{ЭКВ}} = Z / \cos^3 \beta \cos \delta \quad (6.3)$$

где δ – половина угла при вершине начального конуса зубчатых колес главной передачи, град.

Угол наклона спирали зубьев для ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно $\beta_1 = 45\text{--}50^\circ$, $\beta_2 = 20\text{--}30^\circ$ [6].

При этом отношение $\cos \beta_2 / \cos \beta_1 = 1,2 - 1,5$ (для главных передач грузовых автомобилей – большие значения). Следует учитывать, что увеличение угла спирали приводит к повышению осевых нагрузок.

Половину угла при вершине начального конуса определяют из выражения:

$$\text{tg} \delta_2 = Z_2 / Z_1 = i_0 \quad (6.4)$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 \quad (6.5)$$

Однако для гипоидных передач должно выполняться условие: $\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$.

Длину зуба по образующей конуса можно приближенно определить по формуле:

$$b = 0,3L_2 \quad (6.6)$$

где L_2 – длина образующей конуса колеса, м.

Длину образующей конуса колеса рассчитывают по формуле:

$$L_2 = A \sqrt[3]{M_{e \max} i_0} \quad (6.7)$$

где L_2 – длина образующей конуса колеса, мм;

A – коэффициент;

$M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

Коэффициент для гипоидных передач $A = 25$ [4].

Исходя из определенной по формуле (1.7) величины длины образующей конуса, можно оценить величину гипоидного смещения

$$E = (0,2 - 0,4) L_2 \quad (6.8)$$

где E – гипоидное смещение, м.

Нормальный шаг в среднем сечении конуса определяют по формуле:

$$t_{н.ср} = m_{н.ср} \pi = t_c (1 - b \sin \delta_2 / r_{ср2}) \cos \beta_2 \quad (6.9)$$

где t_s – торцовый шаг по основанию начального конуса, м;

$r_{ср2}$ – средний радиус начального конуса ведомого зубчатого колеса, м.

Торцовый шаг по основанию начального конуса определяют по формуле:

$$t_s = m_s \pi \quad (6.10)$$

где m_s – торцовый модуль, м.

Торцовый модуль рассчитывают по формуле:

$$m_s = L_2 / 0,5 \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \quad (6.11)$$

Средний радиус начального конуса ведущей шестерни определяют по формуле:

$$r_{ср1} = (D_1 - b \sin \delta_1) / 2 \quad (6.12)$$

где D_1 – диаметр ведущей шестерни по образующей начального конуса, м.

Средний радиус начального конуса ведомого колеса определяют по формуле:

$$r_{cp2} = (D_2 - b \sin \delta_2) / 2 \quad (6.13)$$

где D_2 – диаметр ведомого колеса по образующей начального конуса, м.

Диаметр ведущей шестерни по образующей начального конуса рассчитывают по формуле:

$$D_1 = m_s Z_1 \quad (6.14)$$

Диаметр ведомого колеса по образующей начального конуса определяют по формуле:

$$D_2 = m_s Z_2 \quad (6.15)$$

Расчетный момент для ведущей шестерни рассчитывают по формуле:

$$M_{p1} = M_{e \max} i_1 \quad (6.16)$$

Расчетный момент для ведомого колеса определяют по формуле:

$$M_{p2} = M_{e \max} i_1 i_0 \quad (6.17)$$

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_{и}] = 500\text{--}700$ МПа [6].

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_K = 0,418 \sqrt{(PE / \cos \alpha \sin \alpha) (1/\rho_1 + 1/\rho_2)} \quad (6.18)$$

где ρ_1, ρ_2 – радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно, м;

E – модуль упругости первого рода, Па.

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни определяют по формуле:

$$\rho_1 = r_{cp1} / \cos^2 \beta_1 \cos \delta_1 \quad (6.19)$$

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведомого колеса рассчитывают по формуле:

$$\rho_2 = r_{cp2} / \cos^2 \beta_2 \cos \delta_2 \quad (6.20)$$

Модуль упругости 1-го рода $E = 2 \cdot 10^5$ МПа [6].

Угол зацепления шестерен [4]:

– для легковых автомобилей $\alpha = 16^\circ$;

– для грузовых автомобилей $\alpha = 20^\circ$.

Допустимые контактные напряжения $[\sigma_K] = 1000\text{--}1200$ МПа [6].

6.3. Расчет двойной главной передачи

На грузовых автомобилях и автобусах, когда необходимо обеспечить передачу большого крутящего момента при соответственно большом передаточном числе, используют двойную главную передачу.

Коническая шестерня установлена консольно, что требует применения особо жестких подшипников. Коническое колесо смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической шестерней. Угол наклона зубьев, направление наклона выбирают так, чтобы уравновесить осевую силу в коническом колесе.

При разделении общего передаточного числа главной передачи между зубчатыми парами большее число имеет цилиндрическая пара, что дает возможность увеличить размеры конической шестерни, уменьшить осевую силу

в зацеплении и повысить надежность конической пары. Передаточное число конической пары принимают $i_{к.п} = 1,7-2,7$ [5].

Шестерни конических главных передач имеют углы $\beta_1 = \beta_2 = 30-45^\circ$; $\alpha = 16-18^\circ$ [4]. Число зубьев колеса и шестерни конической пары не кратно, поэтому передаточное число главной передачи – не целое. В зависимости от числа зубьев ведущей шестерни рекомендуется принимать следующие значения углов наклона спирали зубьев (табл. 6.2) [4].

Таблица 6.2 Углы наклона спирали зубьев

Z_i	$Z_i \leq 5$	6	7 и более
β	42–45°	40–42°	35–40°

Половина угла при вершине начального конуса зубчатых колес конической главной передачи определяется по формулам для гипоидных передач, однако для конической передачи должно выполняться условие: $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$.

При расчете длины образующей конуса колеса вместо передаточного числа главной передачи в формулу (6.9) необходимо подставлять передаточное число конической пары, а коэффициент, необходимый для расчета, для конических передач $A = 30$ [4].

Ширину ведомой шестерни цилиндрической пары выбирают в зависимости от отношения окружного усилия к ее ширине, кН/м (табл. 6.3) [4].

Таблица 6.3 Ширина ведомой шестерни цилиндрической пары двойной главной передачи

Ступень	Автомобиль		
	Легковой	Грузовой	Автобус
первая	800-900	1400-1500	900-1000
прямая	300-500	250-300	200-250

Расчет зубчатых колес конической пары двойной главной передачи на прочность и долговечность производится по формулам для гипоидной передачи, с учетом отличий конической передачи от гипоидной передачи.

Расчет цилиндрической пары двойной главной передачи производится по формулам для цилиндрических главных передач.

7. Расчет дифференциала

Дифференциал – механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и обеспечивающий их вращение с неодинаковыми угловыми скоростями.

В зависимости от места установки дифференциалы могут быть межосевые (распределяющие крутящий момент между мостами) и межколесные (распределяющие крутящий момент между ведущими колесами).

По характеру распределения крутящего момента дифференциалы делятся на симметричные и несимметричные. На современных автомобилях наибольшее распространение получили симметричные конические дифференциалы. Такие

дифференциалы, называемые часто простыми, применяются как на легковых, так и на грузовых автомобилях, причем как в качестве межколесных, так и в качестве межосевых.

При выборе основных параметров зубчатых колес конических дифференциалов могут быть использованы данные табл. 7.1 [7].

Таблица 7.1 Геометрические параметры конических дифференциалов

Автомобиль	Число		Внешний окруж- ной мо- дуль, мм	Конус- ное рас- стояние, мм	Конус- ное рас- стояние, мм	Ширина венца, мм	Число сател- литов
	Сател- литов	Шесте- рен					
ГАЗ-53А	11	22	5,75	62,62	22°30'	21,0	4
ЗИЛ-130	11	22	6,35	78,09	22°30'	27,0	4
Урал-375Н	11	22	6,35	78,09	20°	27,0	4
КамАЗ-5320	11	22	6,35	78,09	22°30'	27,0	4
МАЗ-5335	11	20	5,50	62,77	20°	22,5	4
БелАЗ-540А	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4

Сателлиты и полуосевые шестерни выполняются прямозубыми ($p = 0$). Число зубьев сателлитов и шестерен может быть как четным, так и нечетным, но по условиям сборки должно подчиняться условию:

$$2Z/n_c = K \quad (7.1)$$

где Z_{III} – число зубьев полуосевой шестерни;

n_c – число сателлитов;

K – целое число.

Шип крестовины под сателлитом испытывает напряжения смятия и среза. Напряжения смятия рассчитывают по формуле:

$$\sigma = M_D / (r_1 d_1 l n_c) \quad (7.2)$$

где σ – напряжения смятия шипа сателлита, Па;

M_D – момент на корпусе дифференциала, Нм;

r_1 – радиус приложения осевой силы, действующей на ось сателлита, м;

d_1 – диаметр оси сателлита (диаметр шипа крестовины), м;

l – длина оси, на которой вращается сателлит, м.

Момент на корпусе дифференциала определяют по формуле:

$$M_D = M_{e \max} i_1 i_0 \quad (7.3)$$

Радиус приложения осевой силы, действующий на ось сателлита, определяют по формуле:

$$r_1 = 0,5 m_s Z_{III} \quad (7.4)$$

где m_s – внешний окружной модуль, м.

Диаметр шипа крестовины рассчитывают по формуле:

$$d_1 = \sqrt{M_D / n_c r_1 P_{\text{доп.с}}} \quad (7.5)$$

где $P_{\text{доп.с}}$ – допустимое давление между шипами и сателлитами, Па.

Допустимое давление между шипами и сателлитами [7]:

– для легковых автомобилей – $P_{\text{доп.с}} = 80$ МПа;

– для грузовых автомобилей – $P_{\text{доп.с}} = 100$ МПа.

Длина оси, на которой вращается сателлит, может быть приближенно определена по формуле:

$$l = 1,5b \cos \delta_c \quad (7.6)$$

где b – ширина зубчатого венца сателлита, м;
 δ_c – половина угла начального конуса сателлита, град.

Половина угла начального конуса сателлита рассчитывают по формуле:

$$\delta_c = \arctg (Z_c / Z_{ш}) \quad (7.7)$$

где Z_c – число зубьев сателлита.

Допустимые напряжения смятия $[\sigma] = 50\text{--}60$ МПа [6].

Напряжение среза оси сателлита определяют по формуле:

$$\tau = 4M_D / (\pi r_1 d_1^2 n_c) \quad (7.8)$$

где τ – напряжение среза оси сателлита, Па.

Допустимые напряжения среза $[\tau] = 100\text{--}120$ МПа [6].

Радиальные силы в симметричном дифференциале уравниваются, осевые воспринимаются корпусом дифференциала.

Торцы сателлитов рассчитывают на смятие под действием осевой силы.

Осевую силу определяют по формуле:

$$Q_c = M_D / (2r_2 n_c) \quad (7.9)$$

где Q_c – осевая сила, действующая на торец сателлита, Н;

r_2 – радиус приложения окружной силы в зацеплении, м.

Угол зацепления – $\alpha = 20^\circ$ [7].

Радиус приложения окружной силы в зацеплении при расчетах можно принять равным радиусу приложения осевой силы, действующей на ось сателлита.

Напряжение смятия торца сателлита рассчитывают по формуле:

$$\sigma_c = 8 Q_c / \pi (d_2^2 - d_1^2) \quad (7.10)$$

где σ_c – напряжение смятия торца сателлита, Па;

d_2 – диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку, м

Диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку, определяют по формуле:

$$d_2 = m_s Z_c \quad (7.11)$$

Допустимые напряжения смятия $[\sigma_c] = 10\text{--}20$ МПа [6].

Торцы полуосевых шестерен рассчитывают на смятие под действием осевой силы, действующей на полуосевую шестерню.

Осевую силу, действующую на полуосевую шестерню, определяют по формуле:

$$Q_{II} = M_D \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c / (2r_2 n_c) \quad (7.12)$$

где Q_{II} – осевая сила, действующая на полуосевую шестерню, Н.

Напряжение смятия торца полуосевой шестерни рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{II} = Q_{II} n_c / \pi (r_3^2 - r_4^2) \quad (7.13)$$

где σ_{II} – напряжение смятия торца полуосевой шестерни, Па;

r_3, r_4 – наименьший и наибольший радиусы торцевой поверхности шестерни, воспринимающей осевую нагрузку, соответственно, м.

Наибольший радиус торцовой поверхности шестерни может быть принят равным радиусу приложения осевой силы, действующий на ось сателлита.

Наименьший радиус торцовой поверхности шестерни приближенно может быть определен по формуле:

$$r_4 = 1,5r_{п/о} \quad (7.14)$$

где $r_{п/о}$ – радиус полуоси, м.

Минимальные диаметры полуосей приведены в табл. 7.2 [7].

Допустимые напряжения смятия $[\sigma_{II}] = 40\text{--}70$ МПа [6].

При повороте число оборотов сателлита на оси не превышает $n_{об} = 20\text{--}30$ об/мин. Поэтому расчет на износ не обязателен.

Число оборотов резко возрастает при буксовании, однако этот случай не характерен для нормальных условий эксплуатации.

Таблица 7.2 Минимальные диаметры полуосей

Автомобиль	Урал-375Н	ЗИЛ-431410	КрАЗ-257	БелАЗ-540А
d_{min} , мм	48,0	48,0	58,0	58,0

Нагрузку на зубья сателлитов и полуосевых шестерен определяют из условия, что окружная сила распределена поровну между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Расчетный момент на сателлите и на полуосевой шестерне, рассчитывают по формуле:

$$M_p = M_c = M_{III} = M_d / 2n_c \quad (7.15)$$

Расчет зубьев сателлитов по напряжениям изгиба производят по формулам для конических главных передач. При этом допустимые напряжения изгиба составляет $[\sigma_{II}] = 500\text{--}800$ МПа [6].

Вывод

В выводе необходимо указать, что было выполнено в курсовом проекте и какие основные показатели были получены

Рекомендуемая литература

1. *Удлер, Э.И.* Конструкция автомобилей / Э.И. Удлер, О.Ю. Обоянцев. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2010. – 375 с.
2. *Петров, Г.Г.* Трансмиссия автомобилей (анализ конструкций, основы расчета) / Г.Г. Петров, Э.И. Удлер. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2008. – 255 с.
3. *Вахламов, В.К.* Автомобили: теория и конструкция автомобиля и двигателя / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.Л. Юрчевский. – М. : Академия, 2012. – 816 с.
4. *Солнцев, А.А.* Основы конструкции современного автомобиля / А.А. Солнцев, А.М. Иванов, В.В. Гаевский. – М. : За рулем, 2012. – 336 с.
5. Автомобили и тракторы: краткий справочник /В.И. Баловнев, Р.Г. Данилов. – М. : Издательский центр «Академия» 2008 . - 384 с.
6. *Пузанков, А.Г.* Автомобили: Устройство автотранспортных средств / А.Г. Пузанков. – М. : Академия, 2005. – 560 с.
7. *Приходько, В.М.* Автомобильный справочник. – М. : Машиностроение, 2004. – 704 с.
8. Автомобили и тракторы: краткий справочник /В.И. Баловнев, Р.Г. Данилов. – М. : Издательский центр «Академия» 2008 . - 384 с.
9. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Грузовые автомобили. – 2004. – 667 с.

6.3. Параметры и размеры сцеплений, выпускаемых в СНГ

Наименование	Модель сцепления							
	ГАЗ-53-12	ЗИЛ-4314	ЯМЗ					238
			15	151	152	14	142	
Мощность дисков, кВт	84,6	110,3	265	280	214	154	190	177
Крутящий момент, Н·м	284	402	1290	1360	1040	650	820	900
Коэффициент трения	0,32		0,22					0,25
Число дисков	1	2						
Диаметр дисков, мм:								
наружный	300	342	420		350		400	
внутренний	164	186	240		200		220	
Толщина накладок, мм	4	4	4,5					4
Площадь трения одной накладки, см ²	496	647	905		610		848	
Средний радиус трения, см	11,9	13,6	16,9		14,1		15,91	
Нажимное усилие, кН	7,54	10,90	17,50	18,20	14,10	11,20	13,50	12,90
Давление, МПа	0,153	0,165	0,193	0,202	0,156	0,171	0,221	0,142
Передаточное число рычагов	4,68	5,33	4,76		4,75		5,40	
Число нажимных пружин	12	16	12×2		12		12×2	28
Коэффициент запаса сцепления:								
при износе накладок	1,45	1,70	1,58	1,57	1,53	1,65	1,66	1,66
расчетный	1,80	2,15	2					2,12

6.4. Размеры накладок сцепления, мм

Диаметр		Толщина
наружный D_n	внутренний $D_{вн}$	
215	140,150,160	3,0
240	160,180	
300	165,175,200	3,0, 3,5, 4,0, 4,5, 4,7
380	200,220,230	4,0, 4,5, 4,7, 5,0, 6,0
420	220,240,280	4,0, 4,3, 4,5, 5,0, 6,0
440	250	

Таблица 2.3 – Параметры зубчатых колес механических ступенчатых коробок передач

Шестерни передачи	Межосевое расстояние, мм	Число зубьев ведущих шестерен	Число зубьев ведомых колес	Рабочая ширина венцов, мм	Нормальный модуль, мм	Угол наклона линии и зубьев, град
1	2	3	4	5	6	7
ЗА3-968						
Первой	72,88	10	38	13,0	2,75	25
Второй		17	36	14,0	2,50	24
Третьей		22	31	14,0	2,50	24
Четвертой		27	26	15,0	2,50	24
ВА3-2101						
Привода промежуточного вала	68,00	17	29	16,0	2,50	31
Первой		15	33	15,5		27
Второй		20	27	15,0		29
Третьей		24	21	16,0		31
ГАЗ-24						
Привода промежуточного вала	77,00	16	29	15,5	2,75	34°22'31"
Первой		15	29	17,5	3,00	29°8'42"
Второй		20	25	16,5	3,00	29°8'42"
Третьей		25	20	16,5	2,75	34°22'31"
ГАЗ-53А						
Привода промежуточного вала	110,63	17	41	20,0	3,50	23°26'5"0
Первой		14	38	24,0	4,25	23°26'5"0
Второй		25	32	20,0	3,50	23°26'5"0
Третьей		34	24	22,0	3,50	23°26'5"0
ЗИЛ-130						
Привода промежуточного вала	123,25	20	43	25,0	3,50	24°40'15"0
Первой		13	45	30,0	4,25	0

Второй		22	42	29,0	3,50	24°40
Третьей		31	33	28,0	3,50	'15"
Четвертой		38	26	26,0	3,50	24°40
						'15"
						24°40
						'15"

Продолжение табл. 2.3

1	2	3	4	5	6	7
ЯМЗ-238А						
Привода промежуточного вала	165,75	28	38	35,0	4,50	26°22
Первая		27	39	37,0	4,50	'20"
Второй		33	34	32,0	4,50	24
Четвертой		44	23	32,0	4,50	23
						23°30
						'
ЯМЗ-236Н						
Привода промежуточного вала	165,75	28	38	25,0	4,50	26°22
Первой		16	62	32,0	4,25	'20"
Второй		22	47	32,0	4,25	0
Третьей		33	37	32,0	4,25	26
Пятой		47	23	32,0	4,25	24
						24
КамАЗ, тип 15						
Привода промежуточного вала	160,00	25	46	31,5	4,25	
Первой		12	51	38,0	5,00	
Второй		21	46	33,5	4,50	
Третьей		28	38	31,0	4,50	
Четвертой	36	30	30,0	4,50		

Таблица 2.8 – Основные размеры и показатели напряженности инерционных синхронизаторов механических коробок передач

Модель коробки передач	Передача	Средний радиус поверхности трения, мм	Ширина кольца трения, мм	Угол трения, град	Момент трения, Н·м	Время с	Удельная работа буксования, Дж/см ²
ВАЗ-2101	I / II III / IV	37,0	7,0	42	4,97	0,98 / 0,57 /	11,2 / 10,0 9,82 / 6,57
ГАЗ-24	I / II III / IV	30,5 27,5	9,5	35	4,61 / 7,61 3,81	0,94 / 0,50 /	7,90 / 8,15 6,30 / 4,87
ГАЗ-53	III / IV	31,0	10,0	35	5,08	1,70 /	21,1 / 18,6
ЗИЛ-130	II / III IV / V	45,8 40,0	11,0	30	12,2 9,27	2,26 / 0,57 /	17,34 / 8,42 5,65 / 4,28
ЯМЗ-236Н	II / III IV / V	75,0 59,0	16,0	26	47,2 29,2	1,59 / 0,61 /	19,42 / 9,03 11,65 / 4,82
КамАЗ, тип 15	II / III IV / V	92,0 65,0 / 57,0	17,0 / 15,0 15,0	30	75,7 / 67,0 33,4 / 25,7	1,18 / 0,84 / 0	

7.3. Параметры зубчатых колес коробок передач ЯМЗ

Параметры	ЯМЗ-236С (автомобили МАЗ) ¹					
	Привод промежуточного вала	Передача переднего хода				Задний ход
		5-я	3-я	2-я	1-я	
Модуль	4,5	4,25	4,25	4,25	4,25	4,25
Число зубьев $\left(\frac{z_{вщ}}{z_{вм}}\right)$	$\frac{28}{36}$	$\frac{23}{47}$	$\frac{33}{37}$	$\frac{22}{47}$	$\frac{16}{62}$	$\frac{16}{25}$
Угол наклона зубьев	26°22'	24°	24°	26°	—	—
Ширина венца $\left(\frac{b_{вщ}}{b_{вм}}\right)$	$\frac{36}{34}$	$\frac{35}{32}$	$\frac{32}{32}$	$\frac{32}{37}$	$\frac{32}{32}$	$\frac{32}{32}$

Продолжение табл. 7.3

Параметры	ЯМЗ-152 (автомобили КамАЗ) ²						
	Делитель	Привод промежуточного вала	Передача переднего хода				Задний ход
			4-я	3-я	2-я	1-я	
Модуль	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,0	4,25; 5,0
Число зубьев $\left(\frac{z_{вщ}}{z_{вн}}\right)$	$\frac{27}{38}$	$\frac{24}{41}$	$\frac{32}{36}$	$\frac{28}{38}$	$\frac{21}{46}$	$\frac{12}{51}$	$\frac{19}{27}$; $\frac{17}{45}$
Угол наклона зубьев	22°	22°	17°	19°30'	17°	—	—
Ширина венца $\left(\frac{b_{вщ}}{b_{вн}}\right)$	$\frac{32}{30}$	$\frac{32}{31,5}$	$\frac{30}{33}$	$\frac{31}{31}$	$\frac{34}{33,5}$	$\frac{44}{38}$	$\frac{32}{32}$; $\frac{30}{30}$

¹ 4-я передача прямая; межцентровое расстояние (165,75±0,042) мм.

² Межцентровое расстояние для зубчатых колес передач переднего хода (160±0,042) мм, заднего хода (100±0,042) мм.

6.5. Давление на накладки сцеплений

Фирма или модель автомобиля	Диаметр ведомого диска, мм	Крутящий момент, Н·м	Максимальное давление, МПа
"Борг-бек"	432	820	0,14
"Фихтель и Сакс"	420	900	0,16
"Лайп"	352	520	0,21
"Лайп"	381	720	0,22
ЗИЛ	342	410	0,17
КамАЗ	350	650...820	0,17...0,22
ЯМЗ всех модификаций	352...400	520...900	0,20...0,14
	420	1300	0,20 не более

Фирма, модель коробки передач	Входной крутящий момент, Н·м	Число ступеней	Диапазон	Масса, кг	Габаритные размеры, мм			Удельная масса ¹ , кг/(Н·м)	Конструктивные особенности
					L	L ₁	L ₂		
ЯМЗ (РФ):									
202	1290	9	13,03	340**	700	815	465	0,264	с; пл
20	1040	9	13,03	340**	700	815	465	0,327	с; пл
238Н*	900...1120	8	14	340	804	942	469	0,378	с; др
"Прага 9R120" (ЧР)	1200	9	10,75	350	745	1016	515	0,292	с; пл
"Берлие BRL 3"*	1100	8	10,50	255	705	775	400	0,232	с; пл
"Скания-860" (Швеция)	1000...1270	10	13,40	—	725	—	—	—	с; пл
"Вольво" (Швеция):									
R61	960...1290	8	10,60	295	552	652	—	0,307...0,229	с; др
SR61*	960...1290	16	13,40	355	682	782	—	0,370...0,275	с; др
ZF-5S-110GP (Германия)	840...1200	9	13,1	310	605	735	405	0,370...0,258	с; пл
"Фуллер" (США):									
RT0-914*	890	13	14,4	302	679	865,5	—	0,339	бс
RT-913	1250							0,242	дрп
RT0-909*	890	9	11,83	265	581	667,5	—	0,298	бс
RT-909	1250	9						0,212	дрп
"Давид—Браун" 08-750* (Великобритания)	1030	8	10,7	238***	525	—	—	0,231	бс
ZF16S160 (Германия)	1400...1600	16	13,68	345	823	—	—	0,246...0,216	с; пл

Примечание. с — с синхронизатором; бс — без синхронизаторов; др — с двухступенчатым дополнительным редуктором; дрп — с двухступенчатым редуктором с двумя промежуточными валами; пл — с планетарным дополнительным редуктором.

¹Отношение массы коробки передач к крутящему моменту на выходном валу.

*С ускоряющей высшей передачей.

**При использовании для изготовления картера алюминиевых сплавов возможно снижение указанной массы на 10...12 %.

***С картером в алюминиевом исполнении.

7.5. Относительный пробег на различных передачах грузовых автомобилей*

Удельная мощность, кВт/т	Число передач	Высшая передача	γ_i , % на передаче										
			1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	9-й	10-й	
Более 11	4	Пр	1	3	14	82							
	5	Пр	0,5	1,5	7	20	71	—	—	—	—	—	
	5	Пв	0,5	2	8,5	54	35						
7,4...11	5	Пр	0,6	1,8	7,6	20	70						
	5	Пв	0,6	1,8	7,6	60	30	—					
	6	Пр	0,5	1,5	5	10	23	60	—	—	—	—	
	6	Пв	0,5	1,5	1,5	10	50	33					
	8	Пр	0,3	0,7	1,2	2,4	5,4	12	25	54			
Менее 7,4	5	Пр	0,7	2	8,3	24	65						
	5	Пв	0,7	2	8,3	60	29	—					
	6	Пр	0,6	1,8	5,6	12	23	57	—	—			
	6	Пв	0,6	1,8	5,6	12	50	30					
	8	Пр	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	25	50	—		
	8	Пв	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	45	30			
	9	Пр	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	18	54		
	9	Пв	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	47	25		
	10	Пр	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	20	50	
	10	Пв	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	45	25	
	12	Пр	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12**	
	12	Пв	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12***	

Обозначения: Пр — прямая передача; Пв — высшая передача.

*При включении передачи заднего хода $\gamma_i = 0,5$ %.

**На 11-й передаче $\gamma_i = 15$ %, на 12-й передаче $\gamma_i = 40$ %.

***На 11-й передаче $\gamma_i = 30$ %, на 12-й передаче $\gamma_i = 25$ %.

7.6. Характеристики усталости и прочности зубьев зубчатых колес, изготовленных из стали различных марок

Марка стали	Вид термообработки	Твердость HRC _s		Характеристики выносливости		Характеристики прочности		
		поверхности зуба	сердцевина зуба	P_{Hlimb}	σ_{Flimb}^0	σ_{HlimM}	σ_{FlimM}	
МПа								
12X2H4A	Цементация	56...63	36...42	19	430	3800	1900	
12XН3А			27...35	18,5	380		1850	
15XГНГ2А			32...43	19	420		1750	
18ХГТ			30...37	18	370		1600	
18X2H4BA			37...41	21	430		1950	
20X2H4A			38...42	21	460		1950	
20XН3А			33...42	19	400		1900	
20XН2М				20	420		1800	
20XГНР				18	410		1650	
20XГР				30...37	19		380	1500
25XГТ					19		400	1700
30XГТ					19		410	1700
35X			Цианирование		37...46		18	420
40XA	Закалка ТВЧ по контуру		37...46	18		1800		
55ПП			31...34	16		1600		

Примечания: 1. Показатели кривых усталости: $mH = 3$ для всех указанных сталей; $mF = 7$ для стали 55ПП и $mF = 9$ для остальных сталей.
 2. Базы испытаний: $N_{HO} = 10^8$ циклов для стали 55ПП и $N_{HO} = 1,2 \cdot 10^8$ — для остальных; $N_{FO} = 2 \cdot 10^6$ циклов для сталей 55ПП, 35X и 40X и $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ — для остальных.

7.7. Значения коэффициента Y_F^0 для зубчатых колес внутреннего зацепления при $x_1 = x_2 = x$

Коэффициент смещения x	Число зубьев шестерни z_{v1}	Y_F^0 при z_{v2}			Число зубьев шестерни z_{v1}	Y_F^c при z_{v2}			Число зубьев шестерни z_{v1}	Y_F^0 при z_{v2}		
		50	80	100		50	80	100		50	80	100
0		$\frac{2,46}{2,73}$	$\frac{2,35}{2,73}$	$\frac{2,35}{2,72}$		$\frac{2,4}{2,63}$	$\frac{2,3}{2,63}$	$\frac{2,2}{2,62}$		$\frac{2,3}{2,55}$	$\frac{2,12}{2,55}$	$\frac{2,02}{2,54}$
		$\frac{2,46}{2,52}$	$\frac{2,35}{2,66}$	$\frac{2,35}{2,7}$		$\frac{2,4}{2,43}$	$\frac{2,3}{2,56}$	$\frac{2,2}{2,6}$		$\frac{2,28}{2,36}$	$\frac{2,1}{2,5}$	$\frac{2,02}{2,53}$
0,3	13	$\frac{2,44}{2,33}$	$\frac{2,35}{2,54}$	$\frac{2,35}{2,63}$	17	$\frac{2,38}{2,24}$	$\frac{2,25}{2,46}$	$\frac{2,2}{2,53}$	25	$\frac{2,26}{2,18}$	$\frac{2,08}{2,39}$	$\frac{2,02}{2,46}$
		$\frac{2,44}{2,12}$	$\frac{2,35}{2,41}$	$\frac{2,35}{2,5}$		$\frac{2,38}{2,05}$	$\frac{2,25}{2,32}$	$\frac{2,2}{2,41}$		$\frac{2,26}{2}$	$\frac{2,06}{2,26}$	$\frac{2,02}{2,34}$
0,6	14	$\frac{2,44}{2,73}$	$\frac{2,32}{2,73}$	$\frac{2,3}{2,72}$	19	$\frac{2,38}{2,63}$	$\frac{2,28}{2,63}$	$\frac{2,1}{2,62}$	33	—	$\frac{2,04}{2,55}$	$\frac{2}{2,54}$
		$\frac{2,44}{2,52}$	$\frac{2,32}{2,66}$	$\frac{2,3}{2,7}$		$\frac{2,36}{2,43}$	$\frac{2,26}{2,56}$	$\frac{2,1}{2,6}$		—	$\frac{2,04}{2,5}$	$\frac{2}{2,53}$
1,0	14	$\frac{2,42}{2,33}$	$\frac{2,3}{2,54}$	$\frac{2,3}{2,63}$	19	$\frac{2,35}{2,24}$	$\frac{2,24}{2,46}$	$\frac{2,1}{2,53}$	33	—	$\frac{2,02}{2,39}$	$\frac{2,00}{2,46}$
		$\frac{2,42}{2,12}$	$\frac{2,3}{2,41}$	$\frac{2,3}{2,5}$		$\frac{2,35}{2,05}$	$\frac{2,2}{2,32}$	$\frac{2,1}{2,41}$		—	$\frac{2,02}{2,26}$	$\frac{2}{2,34}$

Примечания: 1. В числителе дано значение Y_F^0 для шестерни, в знаменателе — для колеса.
2. Зубья колеса нарезаются долбяком с числом зубьев $z_0 = 20$.

7.8. Значения коэффициентов K_{Hw} и K_{Fw} , учитывающих влияние приработки зубьев

Твердость HRC _a активных поверхностей зубьев	Окружная скорость v , м/с			
	1	2	4	6
47	$\frac{0,62}{0,90}$	$\frac{0,65}{0,96}$	$\frac{0,70}{1}$	$\frac{0,80}{1}$
	$\frac{0,72}{0,95}$	$\frac{0,76}{1}$	$\frac{0,86}{1}$	$\frac{0,96}{1}$
60	$\frac{0,8}{1}$	$\frac{0,85}{1}$	$\frac{0,96}{1}$	$\frac{1}{1}$

Примечания: 1. В числителе дано значение K_{Hw} , в знаменателе K_{Fw} .
2. При окружной скорости 8 м/с и выше $K_{Hw} = K_{Fw} = 1$.

7.9. Значения коэффициента γ_n , учитывающего неравномерность распределения нагрузки в передачах с разветвленным силовым потоком при изготовлении зубчатых колес по 7...8-й степеням точности

Тип трехзвенного дифференциального механизма	Самоустанавливающееся звено	γ_n при числе n_p разветвлений				
		2	3	4	5	6
Однорядный с одновенцовыми или двухвенцовыми (блочными) сателлитами и разноименными зацеплениями	Отсутствует	—	$\frac{1,25}{1,3}$	$\frac{1,3}{1,55}$	$\frac{1,35}{1,4}$	$\frac{1,4}{1,45}$
	Водило или два центральных зубчатых колеса	—	$\frac{1,1}{1,15}$	$\frac{1,15}{1,2}$	$\frac{1,2}{1,25}$	$\frac{1,25}{1,3}$
Двухрядный с двухвенцовыми сателлитами и одноименными зацеплениями — двумя внешними или двумя внутренними	Одно центральное зубчатое колесо	$\frac{1,1}{-}$	$\frac{1,15}{1,2}$	$\frac{1,2}{1,25}$	$\frac{1,25}{1,3}$	$\frac{1,3}{1,35}$

Примечание. В числителе даны значения γ_n для однорядного механизма, в знаменателе — для двухрядного.

7.10. Значения коэффициента K_{Fx} в зависимости от модуля и диаметра зубчатого колеса

$d_w, d_{wm}, \text{ мм}$	K_{Fx} при $m, m_n, m_{nm}, \text{ мм}$										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 300	0,96	1,00	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25
300...400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27
400...500	1	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30
500...600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35
600...70	1,06	1,10	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40

7.12. Приближенные значения коэффициента K_{d1} внутренних динамических нагрузок подшипников качения

Агрегат трансмиссии	Число зубчатых колес на валу, работающих одновременно	K_{d1} при включении передачи		
		низшей или соседней с ней	промежуточной	высшей или соседней с ней
Коробка передач	1	1,1	1,15...1,25	1,3
	2	1,15	1,2...1,3	1,4
Главная передача	1	1,0	1,05...1,15	1,2
	2	1,05	1,1...1,2	1,25
Раздаточная коробка	1	1,05	1,1...1,2	1,25
	2	1,1	1,15...1,25	1,3

8.3. Основные размеры и показатели шарниров неравных угловых скоростей (рис. 8.6)

Наименование	Типоразмер				
	IV	V	VI	VII	VIII
Размеры, мм:					
<i>H</i>	90	108	127	147	165
<i>d_ш</i>	22	25	33,65	33,65	45
<i>H₂</i>	98	118	135	155	173
<i>B</i>	50	65	74	86	85
<i>D</i>	35	39	50	50	62
Подшипник	804704	804805	804907	804707	804709
Число игл	26	29	38	38	50
Диаметр игл, мм	3	3	3	3	3
Длина игл, мм	18	18,1	18	24	24
Грузоподъемность подшипника, кН:					
динамическая*	$\frac{13,7}{15}$	$\frac{14,5}{16}$	$\frac{16,5}{18}$	$\frac{21}{23}$	$\frac{31,5}{35}$
статическая**	$\frac{11}{28}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{17}{43}$	$\frac{20}{50,0}$	$\frac{27}{67}$
<p>* В знаменателе указаны значения для исполнения высшей категории качества. ** В знаменателе указаны значения для подшипника, работающего в режиме качательного движения.</p>					

<i>l/b</i>	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3	4	10
<i>K</i>	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

9.4. Материалы и термическая обработка основных деталей ведущих мостов автомобилей

Деталь	МАЗ-5335	МАЗ-6422	КрАЗ-251	КамАЗ-5320
Картер моста	Сталь 40Л-11	Сталь 17ГС	40Л-11	Сталь 17ГС
Полуоси	Сталь 38ХГС	Сталь 35ХГСА; ТВЧ; $h > 6$ мм	Сталь 40ХН2МА	Сталь 45ПП; ТВЧ; $h = 6$ мм; 52... 58 HRC ₃
Картер центральной передачи	Чугун КЧ 37-12	Чугун ВЧ 50-2	Чугун КЧ37-12	Чугун КЧ 35-10
Зубчатые колеса главной передачи:				
центральной передачи	Сталь 20ХН3А; Ц; $h = 1,2... 1,5$ мм; 58 HRC ₃ , не менее	Сталь 20 ХН3А; Ц; $h = 1,2... 1,5$ мм; 58 HRC ₃ ; сердцевина зубьев 28...43 HRC ₃	Ведущие: сталь 20Х2Н4А; Ц; $h = 1,3...1,5$ мм; 60...63 HRC ₃ ; Ведомые: сталь 20ХГНМТА; Ц; $h = 1,2...1,5$; 60...63 HRC ₃	Сталь 20ХГНМ; Ц; $h = 1,2... 1,6$ мм 60...64 HRC ₃
колесной передачи:				
ведущие и сателлиты	Сталь 20ХН3А; Ц; $h = 1,2...1,5$ мм; 58 HRC ₃ , не менее	Сталь 20ХН3А; Ц; $h = 1,2...2,5$ мм; 58 HRC ₃ ; сердцевина 28...43 HRC ₃	—	—
ведомое (коронное)	Сталь 18ХГТ; Ц; $h = 1,0...1,3$ мм; 58 HRC ₃ , не менее	Сталь 18ХГТ; Ц; $h = 0,9...1,3$ мм; 58 HRC ₃ ; сердцевина 26...43 HRC ₃	—	—
Межколесный дифференциал:				
сателлиты	Сталь 20ХН3А; Ц; $h = 1,0...1,3$ мм; 58 HRC ₃ , не менее	Сталь 20ХН3А; Ц; $h = 1,0...1,3$ мм; 58 HRC ₃ ; сердцевина 28...43 HRC ₃	Сталь 15ХГН2ТА; Ц; $h = 1,2... 1,5$ мм; 58...63 HRC ₃	Сталь 18ХГТ; Ц; 58...62 HRC ₃
полуосевые колеса	То же	То же	То же	Сталь 25ХГТ; Ц; $h = 0,9...1,3$ мм; 58...62 HRC ₃
Межосевой дифференциал:				
сателлиты и зубчатые колеса привода мостов	—	Сталь 20ХН3А; Ц; $h = 1,0...1,3$ мм; 58 HRC ₃ ; сердцевина 28...43 HRC ₃	Сталь 15ХГН2ТА; Ц; $h = 0,9... 1,2$ мм; 56...63 HRC ₃	Сталь 25 ХГТ; Ц; $h = 0,9...1,3$ мм; 60...64 HRC ₃
чашки	—	Сталь 40; 241...285 НВ	Сталь 40Х; 241...285 НВ	Чугун КЧ 35-10
картер	—	То же	То же	Сталь 40Х; 285...321 НВ

Обозначения: h — глубина цементации или закалки; ТВЧ — закалка с нагревом ТВЧ; Ц — цементация.

9.5. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес центральных главных передач

Параметр	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	"Урал-375Н"	КамАЗ-5320	КамАЗ-5511	КамАЗ-5410	КрАЗ-257В1
Число зубьев	14	12	12	12	14	13	14
	$\frac{16}{16}$	$\frac{51}{51}$	$\frac{49}{49}$	$\frac{50}{50}$	$\frac{48}{48}$	$\frac{49}{49}$	$\frac{60}{60}$
Модуль, мм	6	5,5	6	6	6	6,5	6,25
Межцентровое расстояние, мм	190,487	180,45	197,02	196,746	196,745	211,87	231,25
Длина зуба, мм	70	70	76	76	76	76	96
	$\frac{75}{75}$	$\frac{65}{65}$	$\frac{70}{70}$	$\frac{70}{70}$	$\frac{70}{70}$	$\frac{70}{70}$	$\frac{76}{76}$
Угол наклона винтовой линии	16°07'0,5"	16°14'53"	20°	19°	19°	18°	—
Угол зацепления исходного контура, °	20	20	20	20	20	20	25
Коэффициент:							
высоты головки зуба	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	1
радиального зазора	0,30	0,25	0,30	0,20	0,20	0,20	0,20
смещения исходного контура	0,500	0,218	0,301	0,255	0,250	0,231	0,440
	$\frac{0,049}{0,049}$	$\frac{-0,218}{-0,218}$	$\frac{-0,093}{-0,093}$	$\frac{-0,250}{-0,250}$	$\frac{-0,250}{-0,250}$	$\frac{-0,231}{-0,231}$	$\frac{-0,330}{-0,330}$
Примечание. В числителе указано значение параметра шестерни, в знаменателе — колеса.							

9.6. Геометрические параметры конических и гипоидных зубчатых колес главных передач

Параметр	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-133ГЯ	"Урал-375Н"	КамАЗ-5320	КамАЗ-5410	КрАЗ-257В1	МАЗ-5335
Число зубьев	6	13	11	6	11	15	15	12	12
	$\frac{41}{41}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{19}{19}$	$\frac{41}{41}$	$\frac{24}{24}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{28}{28}$	$\frac{23}{23}$	$\frac{32}{32}$
Торцовый модуль, мм	8,3	9	9	10,38	9,5	8,775	8,5	10,5	11
Конусное расстояние, мм	172,586	126,8	98,79	216,35	125,4	131,695	135	136,216	187,97
Длина зуба по образующей конуса	47,64	47,4	33	67,7	42	37	38	56,2	42
	$\frac{43}{43}$	$\frac{40}{40}$	$\frac{33}{33}$	$\frac{62}{62}$	$\frac{42}{42}$	$\frac{37}{37}$	$\frac{37}{37}$	$\frac{55}{55}$	$\frac{50}{50}$
Угол профиля	22°30'	30°	20°	22°30'	20°	20°	20°	17°30'	20°
Угол наклона винтовой линии	46°18'	35°	41°44'	45°04'	38°02'	37°39'42"	37°00'21"	35°46'	36°50'
	$\frac{34°03'58''}{34°03'58''}$			$\frac{33°49'37''}{33°49'37''}$					
Коэффициент:									
высота головки зуба	0,95	0,85	0,848	0,95	0,75	0,85	0,85	0,75	0,85
смещение исходного контура	0,5172	0,354	0,480	0,5172	0,350	0,329	0,342	0,315	0,425
	$\frac{-0,6291}{-0,6291}$	$\frac{-0,354}{-0,354}$	$\frac{-0,480}{-0,480}$	$\frac{-0,6291}{-0,6291}$	$\frac{-0,250}{-0,250}$	$\frac{-0,329}{-0,329}$	$\frac{-0,342}{-0,342}$	$\frac{-0,315}{-0,315}$	$\frac{-0,425}{-0,425}$

Параметр	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-133ГЯ	"Урал-375Н"	КамАЗ-5320	КамАЗ-5410	КрАЗ-257Б1	МАЗ-5335
тангенциальной коррекции	—	$\frac{0,045}{-0,045}$	$\frac{0,251}{-0,251}$	—	$\frac{0,096}{-0,096}$	$\frac{0,010}{-0,010}$	$\frac{0,015}{-0,015}$	$\frac{0,040}{-0,040}$	$\frac{0,113}{-0,113}$
Гипоидное смещение, мм	32	—	—	36	—	—	—	—	—

Примечание. В числителе указан параметр шестерни, в знаменателе— колеса.

9.7. Геометрические параметры зубчатых колес конических дифференциалов (Число сателлитов 4, число зубьев сателлитов 11)

Автомобиль	Число зубьев шестерен	Внешний окружной модуль	Конусное расстояние	Угол профиля	Ширина венца, мм
		мм			
ГАЗ-53А	22	5,75	62,62	22°30'	21
ЗИЛ-431410	22	6,35	78,09	22°30'	27
"Урал-375Н"	22	6,35	78,09	20°	27
КамАЗ-5320	22	6,35	78,09	22°30'	27
МАЗ-5335	20	5,50	62,77	20°	22,5
КрАЗ-257Б1	22	8	98,39	20°	30,2
БелАЗ-540А	22	8	98,39	20°	30,2
БелАЗ-548А	22	9	110,68	20°	37