

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Томский государственный архитектурно-строительный университет»

Э.И. Удлер, Н.Н. Шевченко, В.Р. Фукс

АВТОМОБИЛИ. КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Учебно-методическое пособие

Томск
Издательство ТГАСУ
2014

УДК 629.331(075.8)

ББК 39.33я7

Удлер, Э.И. Автомобили. Курсовой проект [Текст] :
УЗ0 учебно-методическое пособие для вузов / Э.И. Удлер,
Н.Н. Шевченко, В.Р. Фукс. – Томск : Изд-во Том. гос. ар-
хит.-строи-т. ун-та, 2014. – 128 с.
ISBN 978-5-93057-592-7

В пособии представлена методика анализа конструкций механизмов трансмиссии автомобилей, а также методика выбора основных параметров, проектирования и расчета сцеплений, коробок передач, карданных передач, главных передач, дифференциалов и приводов ведущих колес.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению 190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

УДК 629.113 – 235 (075.8)

ББК 39.33я7

Рецензенты:

Н.Г. Певнев, докт. техн. наук, профессор кафедры эксплуатации и ремонта автомобилей ФГБОУ ВПО СибаДИ, г. Омск;

А.Н. Мирошниченко, канд. техн. наук, доцент кафедры автомобилей и тракторов ТГАСУ.

ISBN 978-5-93057-592-7

© Томский государственный
архитектурно-строительный
университет, 2014

© Э.И. Удлер, Н.Н. Шевченко,
В.Р. Фукс, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

Общие положения	5
1. Выбор основных параметров двигателя и трансмиссии автомобиля	7
1.1. Определение мощности двигателя и расчет внешней скоростной характеристики.....	7
1.2. Выбор параметров трансмиссии автомобиля.....	11
2. Анализ конструкций заданного механизма трансмиссии	15
3. Расчет сцепления	17
3.1. Определение основных параметров сцепления	17
3.2. Определение параметров нагруженности сцепления	19
3.3. Расчет пружин	25
3.4. Расчет шлицев ведомого вала сцепления	30
3.5. Расчет привода сцепления	31
4. Расчет коробки передач	36
4.1. Определение основных параметров коробки передач.....	38
4.2. Расчет зубчатых колес коробки передач на прочность	42
4.3. Расчет синхронизаторов.....	44
5. Расчет карданной передачи	50
5.1. Расчет карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей	50
5.1.1. Расчет карданного вала.....	50
5.2. Расчет крестовины карданного шарнира.....	55
5.3. Расчет вилки карданного шарнира	58
5.4. Расчет подшипников карданного шарнира	60
5.5. Расчет карданной передачи с шарнирами равных угловых скоростей	61
6. Расчет главных передач	64
6.1. Расчет цилиндрической главной передачи.....	64
6.2. Расчет гипоидной главной передачи	65
6.3. Расчет двойной главной передачи	69

7. Расчет дифференциала	72
8. Расчет полуосей	78
8.1. Расчет полуразгруженных полуосей	80
8.2. Расчет полностью разгруженных полуосей	82
Список рекомендованной литературы	84
Приложение 1. Титульный лист курсового проекта	85
Приложение 2. Задание на курсовой проект	86
Приложение 3. Пример расчета автомобильного сцепления	87
Приложение 4. Краткая характеристика трансмиссий автомобилей.....	107

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Курсовой проект «Рабочие процессы агрегатов и систем автомобиля» является заключительным разделом обширного курса «Автомобили».

Весь курс «Автомобили» содержит три основных раздела. Первый раздел посвящен изучению конструкций автомобилей, второй раздел – теоретическому изучению эксплуатационных свойств, теории автомобиля. Третий раздел, как заключительный этап, ставит задачу инженерного анализа рабочих процессов, протекающих в системах, агрегатах и механизмах автомобилей, а также овладения элементарными методами расчета агрегатов и механизмов автомобилей.

В этой связи все основные разделы настоящего методического пособия посвящены решению общей задачи систематизации знаний о главном объекте подготовки специалистов автомобильного транспорта – автомобиле.

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

При выполнении проекта решаются следующие задачи:

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

Заданием на курсовой проект предусматривается следующий порядок выполнения проекта:

1. Предлагается разработать один из механизмов трансмиссии заданного типа автомобиля.

2. По заданному типу автомобиля, в рамках действующих классификаций, подбирается и обосновывается прототип автомобиля из числа выпускаемых в России или за рубежом.

3. Производится расчетный выбор основных параметров двигателя и трансмиссии.

4. Проводится анализ конструкций заданного механизма трансмиссии с обоснованием типа механизма.

5. Выполняется проектировочный расчет заданного механизма трансмиссии с разработкой общего вида механизма и рабочих чертежей 2–3-х деталей.

Содержание курсового проекта оформляется пояснительной запиской и одним листом графической части формата A1. Требования к оформлению проекта представлены в соответствующих методических указаниях, разработанных кафедрой «Автомобили и тракторы».

1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ И ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

1.1. Определение мощности двигателя и расчет внешней скоростной характеристики

Необходимая мощность двигателя (кВт) определяется по формуле

$$N_e = \frac{1}{3,6\eta_{\text{тр}}} \left(G_a \psi v_{\text{max}} + \frac{\kappa_e F_a v_{\text{max}}^3}{12,96} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (1.1)$$

где $G_a = m_a \cdot g$ – полный вес автомобиля, Н; ψ – суммарный коэффициент сопротивления дороги; v_{max} – максимальная скорость движения автомобиля, км/ч; κ_e – коэффициент обтекаемости, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$; $F_a = aBH$ – мидель автомобиля, м^2 .

Полная масса автомобиля (кг) определяется по формулам:
– для легкового автомобиля

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot n + m_{\text{б}} \cdot n; \quad (1.2)$$

– для грузового автомобиля

$$m_a = m_0 + m_{\text{тр}} + m_{\text{ч}} \cdot n + m_{\text{б}} \cdot n. \quad (1.3)$$

Здесь m_0 – снаряженная масса автомобиля; $m_{\text{ч}}$ – масса человека, принимается в расчетах 75 кг; n – число мест в салоне автомобиля, включая водителя; $m_{\text{б}}$ – масса багажа, принимается для пассажиров и водителя легкового автомобиля $m_{\text{б}} = 10$ кг, для водителя и пассажиров грузового автомобиля $m_{\text{б}} = 5$ кг.

В расчетах значение ψ может быть ориентировочно определено по формулам:

– для легковых автомобилей:

$$\psi = f_0 + 0,46 \cdot 10^{-6} v_{\text{max}}^2; \quad (1.4)$$

– для грузовых автомобилей:

$$\psi = f_0 + 0,39 \cdot 10^{-6} v_{\max}^2. \quad (1.5)$$

Здесь f_0 – коэффициент сопротивления качению, принимается для легковых автомобилей $f_0 = 0,015$, для грузовых автомобилей $f_0 = 0,02$; максимальная скорость автомобиля $v_{\max}$ в км/ч.

Коэффициент обтекаемости k_v (Нс²/м⁴) для легковых автомобилей составляет 0,15–0,35, для грузовых автомобилей 0,5–0,7; меньшие значения относятся к автомобилям с более обтекаемой формой кузова.

Мидель автомобиля (м²) может быть определен из выражения:

$$F_a = aBH, \quad (1.6)$$

где a – коэффициент заполнения площади ($a = 0,78$ – $0,8$ – для легковых автомобилей и $a = 0,75$ – $0,9$ – для грузовых автомобилей, большое значение a относится к более тяжелым автомобилям); B и H – ширина и высота автомобиля, соответственно, выбирается по прототипу.

Коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$ зависит в основном от конструкции трансмиссии. В расчетах $\eta_{\text{тр}}$ принимается: для грузовых автомобилей с колесной формулой 6×6, 6×4 – $\eta_{\text{тр}} = 0,80$; для грузовых автомобилей с колесной формулой 4×4 и грузовых автомобилей с двойной главной передачей – $\eta_{\text{тр}} = 0,82$; для грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 и одинарной главной передачей – $\eta_{\text{тр}} = 0,85$; для легковых автомобилей $\eta_{\text{тр}} = 0,90$ – $0,95$.

Наиболее полные сведения о параметрах двигателя дает внешняя скоростная характеристика, представляющая собой зависимость мощности N_e и крутящего момента M_e от частоты

вращения коленчатого вала n (об/мин) или от угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ω (с^{-1}).

При отсутствии данных зависимость мощности N_e от частоты вращения коленчатого вала n и зависимость $N_e = f(n)$ может быть рассчитана с помощью уравнения С.Р. Лейдермана

$$N_{ei} = N_e \left[a \left(\frac{n_i}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1.7)$$

где n_N – номинальная частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности, об/мин; a, b, c – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа двигателя: ($a = b = c = 1$) – для бензинового двигателя; $a = 0,53, b = 1,56, c = 1,09$ – для четырехтактного дизеля; n_i – текущие значения частоты вращения коленчатого вала, об/мин.

При расчете внешней скоростной характеристики минимальную частоту вращения коленчатого вала $n_{\min}$ рекомендуется принимать:

$n_{\min} = 700\text{--}900$ об/мин – для бензинового двигателя;

$n_{\min} = 800\text{--}1000$ об/мин – для дизельного двигателя.

Значения n_N принимаются, ориентируясь на данные, приведенные табл. 1.1.

Таблица 1.1

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

Группы двигателей	n_N , об/мин
Двигатели легковых автомобилей	5200–5600
Двигатели бензиновые грузовых автомобилей малой грузоподъемности	4000–4500
Двигатели бензиновые грузовых автомобилей средней грузоподъемности	3200–3600
Двигатели дизельные грузовых автомобилей	2200–2600

График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала $M_e = f(n)$ строят, пользуясь зависимостью:

$$M_{ei} = 9,554 \cdot 10^3 \frac{N_{ei}}{n_i}. \quad (1.8)$$

Расчет графика зависимости мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала двигателя $N_e = f(n)$ для бензинового и дизельного двигателей проводится по уравнению (1.7). Расчет графика зависимости крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала двигателя $M_e = f(n)$ для бензинового и дизельного двигателей проводится по уравнению (1.8).

Результаты расчетов сводят в табл. 1.2, где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость вращения коленчатого вала. Количество расчетных точек определяет точность определения максимального крутящего момента, как правило, составляет не менее 8. Увеличение количества расчетных точек приводит к более точному определению максимального крутящего момента двигателя, который необходим для расчета агрегатов трансмиссии.

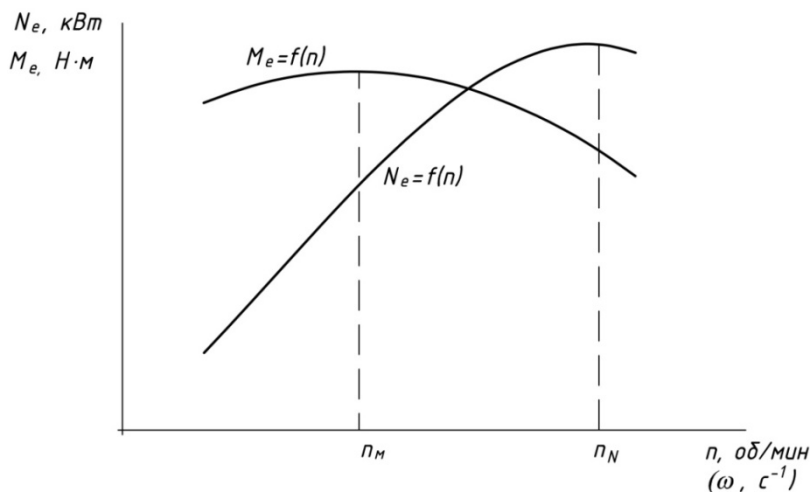
Таблица 1.2

Результаты расчета внешней скоростной характеристики двигателя

Текущее значение n_i , об/мин	$n_{\min}$	...	...	...	...	...	n_N	$n_{\max}$
Текущее значение ω_i , c^{-1}								
N_i , кВт								
M_i , Нм								

По данным табл. 1.2 строятся графики $N_e = f(n)$ и $M_e = f(n)$ (или $N_e = f(\omega)$ и $M_e = f(\omega)$), по которым определяют число оборотов, соответствующее максимальной мощности n_N (или угловую скорость вращения коленчатого вала ω_N), а также

величину максимального крутящего момента $M_{e\max}$ и соответствующее этому значению число оборотов коленчатого вала n_M (или угловую скорость вращения коленчатого вала ω_M).



Внешняя скоростная характеристика двигателя

Для дальнейших расчетов трансмиссии используется найденное значение максимального крутящего момента $M_{e\max}$.

1.2. Выбор параметров трансмиссии автомобиля

В процессе определения параметров трансмиссии автомобиля производится расчёт передаточных чисел главной передачи i_0 , коробки передач и дополнительных коробок, если они предусмотрены заданием.

Передаточное число главной передачи i_0 определяется из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля по формуле:

$$i_0 = 0,377 \frac{n_{\max} \cdot r_k}{i_{\text{вп}} \cdot v_{\max}}, \quad (1.9)$$

где $i_{\text{вп}}$ – передаточное число высшей передачи коробки передач.

На грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности с бензиновым двигателем высшая передача, как правило, является прямой ($i_{\text{вп}} = 1$), на грузовых автомобилях с дизельным двигателем $i_{\text{вп}} = 0,7-0,88$. На легковых автомобилях с четырехступенчатой коробкой передач высшая передача также, как правило, прямая ($i_{\text{вп}} = 1$), на легковых автомобилях с пятиступенчатой коробкой передач $i_{\text{вп}} = 0,8-0,88$.

Легковые автомобили, имеющие пятиступенчатую коробку передач, максимальную скорость развивают чаще на четвертой передаче, имеющей передаточное число, близкое к 1. Поэтому при определении i_0 в формуле (1.9) рекомендуется принимать $i_{\text{вп}} = 1$.

Передаточные числа главных передач современных легковых автомобилей находятся в пределах 3,3–5,1; передаточные числа одинарных главных передач грузовых автомобилей находятся в пределах 5–7; двойных главных передач – 6,5–9,0 и более.

Передаточное число первой передачи определяется, исходя из выполнения следующих условий:

1. Возможности преодоления автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления:

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e\max} \eta_{\text{тр}} i_0}, \quad (1.10)$$

где $\psi_{\max}$ – коэффициент максимального суммарного дорожного сопротивления (в расчётах принимается $\psi_{\max} = 0,35-0,4$ – для грузовых автомобилей; $\psi_{\max} = 0,35-0,5$ – для легковых автомобилей); G_a – полный вес автомобиля.

2. Возможности полной реализации сцепной массы автомобиля:

$$i_1 = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\text{е max}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot i_0}, \quad (1.11)$$

где φ – коэффициент сцепления (для сухой дороги с асфальтовым покрытием $\varphi = 0,7-0,8$); $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля, равный весу, приходящемуся на ведущие мосты автомобиля.

Сцепной вес автомобиля можно определить по формуле:

$$G_{\text{сц}} = k_{\text{сц}} \cdot G_a, \quad (1.12)$$

где $k_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепного веса автомобиля.

Для грузовых автомобилей $k_{\text{сц}} = 0,67-0,75$, для легковых автомобилей с передним расположением двигателя и передним ведущим мостом $k_{\text{сц}} = 0,53-0,57$, для легковых автомобилей с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом $k_{\text{сц}} = 0,52-0,55$. Для полноприводных автомобилей $G_{\text{сц}} = G_a$.

3. Обеспечение минимально устойчивой скорости движения v_{min} в заданных дорожных условиях:

$$i_1 = 0,377 \frac{n_{\text{min}} \cdot r_k}{i_0 \cdot v_{\text{min}}}, \quad (1.13)$$

где $v_{\text{min}} = 4-5$ км/ч – для автомобилей нормальной проходимости; $v_{\text{min}} = 3-4$ км/ч – для автомобилей повышенной проходимости.

Принимаемое к проектированию значение передаточного числа должно превышать расчетные значения по всем условиям.

Передаточные числа первой ступени коробки передач легковых автомобилей обычно составляют $i_1 = 3,4-4,4$; грузовых автомобилей $i_1 = 6,0-8,5$.

Передаточные числа промежуточных ступеней могут быть рассчитаны по геометрической прогрессии или гармоническому ряду. Определение передаточных чисел промежуточных ступеней коробки передач по геометрической прогрессии производится по формуле:

$$i_m = \sqrt[n-1]{i_1^{(n-m)} \cdot i_{\text{вп}}^{(m-1)}}, \quad (1.14)$$

где m – номер ступени коробки передач; n – число ступеней коробки передач за исключением передачи заднего хода (принимается по прототипу).

Найденные значения передаточных чисел промежуточных ступеней корректируются, увеличивается на 5–15 % интервал между передаточными числами низших ступеней, уменьшается передаточное число второй ступени на 5–15 %, уменьшается на 5–15 % интервал между передаточными числами высших ступеней.

При корректировке передаточных чисел коробки передач должны соблюдаться следующие рекомендации:

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \frac{i_3}{i_4} \geq \frac{i_4}{i_5}. \quad (1.15)$$

При окончательном назначении передаточных чисел коробок передач необходимо также учитывать требуемый диапазон D , представляющий собой отношение передаточного числа низшей передачи i_1 к передаточному числу высшей передачи $i_{\text{вп}}$:

$D = i_1 / i_{\text{вп}}$. На современных легковых автомобилях $D=3,5-4,5$. На грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности $D=6,5-8,5$, при количестве передач, равном 4–5. Современные коробки грузовых автомобилей могут иметь до 20 ступеней и $D=25$, что позволяет обеспечивать более эффективную эксплуатацию автомобилей в различных дорожных условиях.

2. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ЗАДАННОГО МЕХАНИЗМА ТРАНСМИССИИ

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

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

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

Классификация представляется в виде табл. 2.1.

Таблица 2.1

Классификация сцеплений (пример)

Классификационный признак	Тип конструкции	Модели автомобилей
Способ передачи крутящего момента	Фрикционные	ВАЗ, ГАЗ, ЗИЛ и др.
	Гидравлические и т. д.	ЗИЛ-4104, ЗИЛ-114 и т. д.
и т.д.	и т.д.	и т.д.

2. На основании специальной литературы разрабатываются требования к фрикционным сцеплениям, которые представляются в виде табл. 2.2.

Таблица 2.2

Требования к фрикционным сцеплениям (пример)

Требования	Обеспечение
Передача максимального крутящего момента без пробуксовки (полнота включения)	Регулировка сцепления и привода
и т. д.	и т. д.

3. Заключительный этап – сравнительный анализ конструкции заданного механизма трансмиссии по основным показателям, который представляется в виде табл. 2.3.

Таблица 2.3

**Сравнительный анализ конструкций автомобильных сцеплений
(пример)**

Тип конструкции	Преимущества	Недостатки
Фрикционные	Простота, надежность и т. д.	Низкая плавность включения
и т. д.	и т. д.	и т. д.

3. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ

Сцепление – механизм трансмиссии автомобиля, передающий крутящий момент двигателя и позволяющий кратко- временно отсоединить двигатель от трансмиссии и вновь плавно их соединить.

Классификация и требования к конструкции сцепления подробно рассмотрены в [3–5].

На большинстве современных АТС устанавливаются постоянно замкнутые сухие одно- или двухдисковые сцепления с периферийным расположением цилиндрических нажимных пружин или центрально расположенной диафрагменной пружиной с принудительным управлением.

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

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

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 – $\beta = 1,2\text{--}1,75$;
- для грузовых автомобилей – $\beta = 1,5\text{--}2,2$;
- для АТС повышенной проходимости – $\beta = 1,8\text{--}3,0$.

Коэффициент запаса сцепления в зависимости от максимального крутящего момента двигателя приведен в табл. 3.1 [2].

Таблица 3.1

Коэффициент запаса сцепления

$M_{e\max}$, Н·м	100–250	250–600	700–1800
β	1,75	2,2	2,5

Средний радиус дисков определяют по формуле

$$R_C = \frac{R_H + R_B}{2}, \quad (3.2)$$

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

$$R_H = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10 \cdot M_{e\max}}{A}}, \quad (3.3)$$

где R_H – наружный радиус дисков, м; $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; 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

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

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.

Таблица 3.2

Диаметры фрикционных накладок

Размеры накладок, мм			Крутящий момент двигателя, не более, Нм
Наружный диаметр D_H , мм	Внутренний диаметр d_B , мм	Толщина δ , мм	
180	100; 120; 125	2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5	88
200	120; 130; 140		142
215	140; 150; 160		186
240	160; 180		235
250	155; 180		201
280	165; 180; 200		255
300	165; 175; 200	3,5; 4,0; 4,5; 6,0	353
325	185; 200; 220		372
340	185; 195; 210	4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0	402 (465)
350	195; 200; 210; 240; 290		441
380	200; 220; 230;		490 (930)
400	220; 240; 280		685 (1080)
420	220; 240; 280	4,0; 4,5; 5,0; 6,0	1080 (1420)

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:

$$P_{\Sigma} = \frac{M_C}{\mu \cdot i \cdot R_C}, \quad (3.5)$$

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: $\mu = 0,25\text{--}0,3$ [3].

Давление на фрикционные накладки рассчитывают по формуле

$$p_0 = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (3.6)$$

где p_0 – давление на фрикционные накладки, Па; F – площадь поверхности одной стороны фрикционной накладки, м^2 .

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 авто-

мобилей, 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

$$q_6 = \frac{L_6}{F} = \frac{4L_6}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (3.7)$$

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

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

где J_a – момент инерции приведенного к коленчатому валу двигателя маховика, 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:

$$J_a = \left(1,04 + 0,05r_K^2\right) \frac{m_a \cdot r_K^2}{(i_0 \cdot i_1 \cdot i_{PK})^2}, \quad (3.9)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; r_K – радиус качения колеса, м; i_0 – передаточное число главной передачи; i_1 – 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

$$\omega_e = \frac{\omega_M}{30} + 50\pi, \quad (3.10)$$

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.12)$$

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

$$M_{\psi} = \frac{m_a \cdot g \cdot r_k \cdot \psi}{i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (3.13)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; ψ – коэффициент сопротивления качению; принимается для легковых автомобилей $\psi = 0,015$; для грузовых – $\psi = 0,02$.

Допустимая удельная работа буксования [4]:

- для легковых автомобилей – $[q_{\delta}] = (50-70)10^4$ Дж/м²;
- для грузовых автомобилей – $[q_{\delta}] = (15-120)10^4$ Дж/м²;
- для автопоездов – $[q_{\delta}] = (10-40)10^4$ 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

$$\Delta t = \frac{\gamma L_{\delta}}{m_{\text{д}} C_{\text{д}}}, \quad (3.14)$$

где Δt – нагрев ведущего диска, °С; γ – доля теплоты, поглощаемая диском; $m_{\text{д}}$ – масса нажимного диска, кг; $C_{\text{д}}$ – удельная теплоемкость материала диска, Дж/(кг·град).

Доля теплоты, поглощаемая диском [4]:

– 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:

$$m_d = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S_d \cdot \rho, \quad (3.16)$$

где D и d – соответственно, 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 – $[\Delta t] = 10\text{--}15$ °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

Для сцепления с периферийными цилиндрическими пружинами нажимное усилие пружин (рис. 3.1) рассчитывают по формуле

$$P_{\Sigma} = \frac{\pi d_{\text{пр}}^3 \cdot \tau Z_n}{8 D_{\text{пр}}}, \quad (3.17)$$

где $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки пружины, м;
 τ – напряжение кручения пружины, Па;
 Z_n – число нажимных пружин; $D_{\text{пр}}$ – диаметр пружины, м.

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

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

где $P_{\Sigma \text{max}}$ – усилие пружины при выключении сцепления, Н; τ_{max} – максимальное напряжение кручения, Па.

Максимальное напряжение кручения составляет $\tau_{\text{max}} = 700\text{--}900$ 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

$D_{\text{н}}$	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].

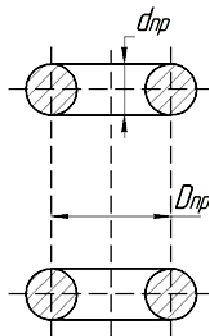


Рис. 3.1. Схема цилиндрической нажимной пружины

Отношение диаметров проволоки и пружины принимается [4].

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

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.

Диафрагменная пружина (рис. 3.2) представляет собой пружину Бельвиля, модифицированную для использования в автомобильных сцеплениях.

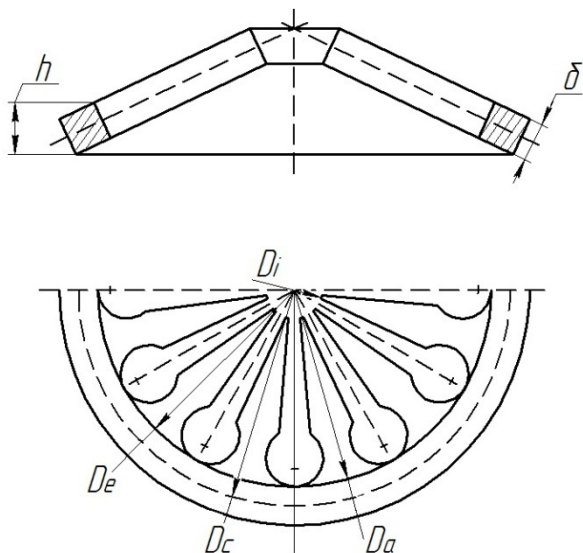


Рис.3.2. Расчетная схема диафрагменной пружины

Применение диафрагменной пружины существенно упрощает конструкцию сцепления, уменьшает его габаритные размеры и массу, так как выполняет одновременно функции нажим-

ной 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.

$$\frac{D_e}{D_a} = 1,2 - 1,5. \quad (3.19)$$

Средний диаметр сплошного кольца диафрагменной пружины можно вычислить по формуле:

$$D_c = \frac{D_e + D_a}{2}, \text{ м.} \quad (3.20)$$

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

$$\frac{D_e}{D_i} \geq 2,0. \quad (3.21)$$

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

$$\frac{h}{\delta} = 1,5-2,0. \quad (3.22)$$

Отношение высоты сплошного кольца диафрагменной пружины к ее толщине определяет нелинейность пружины. При $\frac{h}{\delta} \geq 1,6$ на характеристике пружины имеется большая область

с постоянной осевой силой; при $\frac{h}{\delta} > 2,8$ возможно «выворачивание» пружины.

Нажимное усилие диафрагменной пружины определяют по формуле:

$$P_{\Sigma} = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1-\mu^2} \frac{\delta l_1}{D_e^2} \frac{\ln\left(\frac{1}{k_1}\right)}{(1-k_2)^2} \times \\ \times \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1-k_1}{1-k_2} \right) \left(h - 0,5 l_1 \frac{1-k_1}{1-k_2} \right) \right]. \quad (3.23)$$

Здесь 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 – $\delta = 2,0\text{--}2,5$ мм [4].

Перемещение пружины в месте приложения силы – $l_1 = 1,5\text{--}2,0$ мм [2].

Коэффициент k_1 определяют по формуле

$$k_1 = \frac{D_a}{D_e}. \quad (3.24)$$

Коэффициент k_2 определяют по формуле

$$k_2 = \frac{D_c}{D_e}. \quad (3.25)$$

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:

$$i_{\text{л}} = \frac{D_C - D_i}{D_e - D_C}. \quad (3.26)$$

Усилие при выключении сцепления определяется выражением:

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

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

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

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

$$\sigma_{\text{CM}} = \frac{8M_C}{0,75(D_{\text{Ш}}^2 - d_{\text{Ш}}^2)l_{\text{СТ}} \cdot Z}, \quad (3.29)$$

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 $[\sigma_{\text{CM}}] = 200\text{--}300$ МПа. Расчетное напряжение смятия должно быть меньше допускаемого напряжения. Условие прочности:

$$\sigma_{\text{CM}} \leq [\sigma_{\text{CM}}].$$

Напряжение среза шлицев можно определить по формуле:

$$\tau_{\text{CP}} = \frac{4M_C}{d_{\text{Ш}} \cdot l_{\text{СТ}} \cdot b_{\text{Ш}} \cdot z_{\text{Ш}}}, \quad (3.30)$$

где $b_{\text{Ш}}$ – ширина шлица, м.

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

$$\tau_{\text{CP}} \leq [\tau_{\text{CP}}].$$

3.5. Расчет привода сцепления

Классификация и требования к приводам фрикционных сцеплений подробно рассмотрены в [3–5].

Удобство управления сцеплением обеспечивается правильным выбором передаточного числа привода, чтобы иметь:

1. Оптимальную величину перемещения педали, не более [5]:
 - для легковых автомобилей – $S_{\text{пед}} = 160 \text{ мм}$;
 - для грузовых автомобилей – $S_{\text{пед}} = 190 \text{ мм}$.
2. Максимальную величину усилия на педали, не более [3]:
 - для сцепления легковых автомобилей – $P_{\text{пед}} = 150 \text{ Н}$;
 - для сцепления грузовых автомобилей – $P_{\text{пед}} = 250 \text{ Н}$.

Механические приводы (рис. 3.3, *а*) в настоящее время применяются только на легковых автомобилях особо малого класса; на грузовых автомобилях, автобусах и легковых автомобилях малого класса и выше применяют гидропривод (рис. 3.3, *б*).

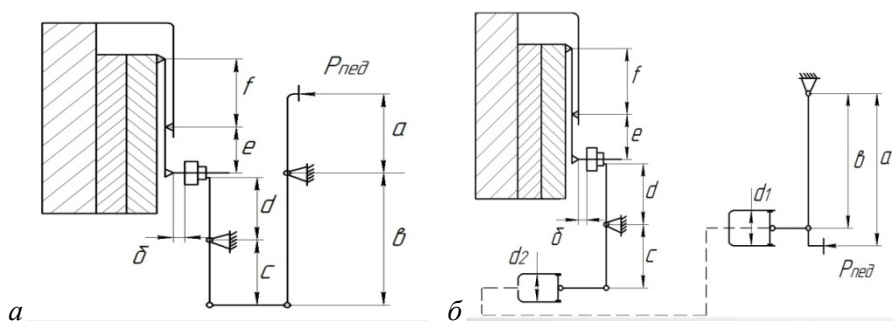


Рис. 3.3. Схемы приводов сцепления:

а – механический привод; *б* – гидравлический привод

При расчете привода рассчитываются его передаточное число, усилие на педали и ход педали. Кроме этого, определяют геометрические размеры рычагов, цилиндров и тяг привода.

Общее передаточное число привода сцепления с периферийными пружинами $i_{\text{пр}}$ включает передаточное число педали сцепления $i_{\text{пед}}$, передаточное число вилки выключения сцепления $i_{\text{в}}$, передаточное число гидравлического привода $i_{\text{г}}$ и передаточное число рычагов выключения сцепления $i_{\text{р}}$.

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{пед}} \cdot i_{\text{в}} \cdot i_{\text{г}} \cdot i_{\text{р}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{d_2^2}{d_1^2} \frac{e}{f}, \quad (3.31)$$

где a и b – плечи педали; c и d – плечи вилки выключения; d_1 и d_2 – диаметры исполнительного и главного цилиндров гидропривода, e и f – плечи рычагов выключения сцепления.

Общее передаточное число привода сцепления с диафрагменной пружиной $i_{\text{пр}}$ включает передаточное число лепестков диафрагменной пружины $i_{\text{л}}$, передаточное число вилки выключения сцепления $i_{\text{в}}$, передаточное число гидравлического привода $i_{\text{г}}$ и передаточное число педали сцепления $i_{\text{пед}}$:

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{пед}} \cdot i_{\text{в}} \cdot i_{\text{г}} \cdot i_{\text{л}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{d_2^2}{d_1^2} \frac{e}{f}, \quad (3.32)$$

где a и b – плечи педали; c и d – плечи вилки выключения; d_1 и d_2 – диаметры исполнительного и главного цилиндров гидропривода, e и f – плечи рычагов выключения сцепления (лепестков диафрагменной пружины).

Передаточное число диафрагменной пружины можно определить по формуле (3.26)

$$i_{\text{л}} = \frac{e}{f} = \frac{D_{\text{с}} - D_{\text{и}}}{D_{\text{е}} - D_{\text{с}}}.$$

Для современных конструкций приводов общее передаточное число составляет $i_{\text{пр}} = 25\text{--}45$ и должно обеспечивать усилие на педаль для легковых автомобилей не более 150 Н, для грузовых автомобилей не более 250 Нм. В случае если усилие на педаль превышает указанные значения, привод сцепления должен быть снабжен усилителем.

Существующие конструкции приводов имеют обычно следующие значения передаточных чисел: $i_{\text{п}} = 3,8\text{--}5,5$; $i_{\text{в}} = 1,4\text{--}2,2$ [5]. В расчетах обычно задаются значениями передаточных чи-

сел $i_{\text{пр}}$, $i_{\text{р}}$, $i_{\text{в}}$, затем находят передаточное число педали сцепления $i_{\text{пед}}$.

Далее определяют расчетное усилие на педаль и полный ход педали сцепления и проверяются условия:

$$P_{\text{пед}} \leq [P_{\text{пед}}]; \quad S_{\text{пед}} \leq [S_{\text{пед}}].$$

Максимальная величина усилия на педали сцепления с усилителем не должна превышать $[P_{\text{пед}}] = 150$ Н; сцепления с усилителем $[P_{\text{пед}}] = 250$ Н. Допустимая величина хода педали для легковых автомобилей $[S_{\text{пед}}] = 160$ мм, для грузовых $[S_{\text{пед}}] = 190$ мм.

Усилие на педаль определяется по формуле:

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\Sigma \text{max}}}{i_{\text{пр}} i_{\text{р}} \eta_{\text{пр}}}, \quad (3.33)$$

где $P_{\text{пед}}$ – усилие на педали, Н; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода сцепления, для механического привода $\eta_{\text{пр}} = 0,7-0,8$; для гидравлического привода $\eta_{\text{пр}} = 0,8-0,9$.

Полный ход педали механического привода складывается из свободного хода педали, рабочего хода и упругих деформаций элементов привода. Полный ход педали гидравлического привода рассчитывается по формуле

$$S_{\text{пед}} = S_{\text{св}} + S_{\text{р}} = \frac{\delta \cdot i_{\text{пр}}}{i_{\text{р}}} + \Delta S \cdot i_{\text{пр}}, \quad (3.34)$$

где $S_{\text{пед}}$ – полный ход педали привода сцепления, м; $S_{\text{св}}$ – свободный ход педали, м; $S_{\text{р}}$ – рабочий ход педали, м; δ – зазор в механизме выключения (между муфтой и рычагами выключения), м; ΔS – ход нажимного диска, м; $i_{\text{р}}$ – передаточное число рычагов выключения.

Величина зазора в механизме выключения [2]:

– для сцеплений с периферийными цилиндрическими пружинами – $\delta = 1,5\text{--}2,0$ мм;

– для сцеплений с центральной диафрагменной пружиной – $\delta = 3,5\text{--}4,0$ мм.

Ход нажимного диска [5]:

– для однодисковых сцеплений – $\Delta S = 1,5\text{--}2,0$ мм;

– для двухдисковых сцеплений – $\Delta S = 2,4\text{--}2,8$ мм.

4. РАСЧЕТ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробка передач – агрегат трансмиссии, предназначенный для преобразования крутящего момента и частоты вращения, развиваемых на коленчатом валу двигателя, для получения различных тяговых усилий на ведущих колесах при трогании автомобиля с места и его разгоне. Коробка передач служит также для обеспечения возможности движения автомобиля задним ходом и длительного отсоединения двигателя от трансмиссии при его пуске, на стоянке или при движении автомобиля накатом.

Классификация и требования к конструкции коробки передач подробно рассмотрены в [2, 5–7].

На современных автотранспортных средствах наибольшее распространение получили двух- и трехвальные ступенчатые коробки передач с шестернями постоянного зацепления. Для включения передач используют зубчатые муфты и синхронизаторы. Современные коробки передач имеют высокий КПД ($\eta = 0,96\text{--}0,98$) [5].

При рассмотрении конструкций коробок передач используется такое понятие, как «диапазон передаточных чисел коробки передач» – отношение передаточного числа низшей ступени коробки передач к передаточному числу высшей ступени. Величина диапазона [5] для:

- легковых автомобилей – $D = 3,0\text{--}4,5$;
- грузовых автомобилей – $D = 5,0\text{--}8,0$;
- АТС высокой проходимости и тягачей – $D = 10,0\text{--}20,0$.

Преимуществами двухвальных коробок передач (рис. 4.1, а) являются:

- 1) более простая конструкция;
- 2) низкий уровень шума;
- 3) высокий КПД на низших ступенях;
- 4) удобство компоновки;
- 5) возможность снижения массы.

К недостаткам можно отнести:

1) отсутствие прямой ступени (зубчатые колеса и подшипники постоянно под нагрузкой);

2) максимальное передаточное число первой ступени не выше $i_1 = 4,0-4,5$.

Преимуществами трехвальных коробок передач (рис. 4.1, б) являются:

1) наличие прямой передачи (при этом КПД максимален; зубчатые колеса, подшипники промежуточного вала нагрузку не воспринимают, что ведет к снижению их износа и уменьшению уровня шума);

2) две пары зубчатых колес в зацеплении позволяют получить большое передаточное число при малом межосевом расстоянии.

Недостатком является некоторое снижение КПД на промежуточных ступенях.

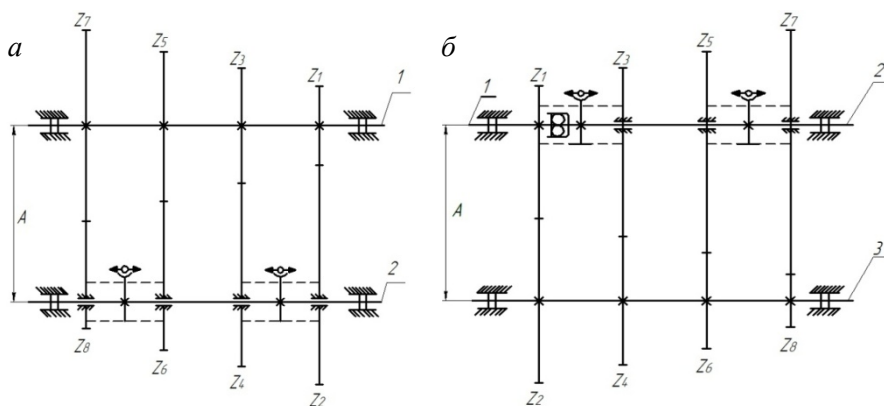


Рис. 4.1. Принципиальная кинематическая схема четырехступенчатой коробки передач:

а – двухвальной коробки передач; б – трехвальной коробки передач;
1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – промежуточный вал

Двухвальные коробки передач применяют на переднеприводных автомобилях малого класса и заднеприводных – с попе-

речным расположением двигателя. Трехвальные коробки передач используют для легковых автомобилей, выполненных по классической схеме, грузовых автомобилей и автобусов.

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

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

$$m_n = \frac{d_0}{z}, \quad (4.2)$$

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

Торцевой модуль рассчитывают по формуле

$$m_s = \frac{d_0 \cos \beta}{z}, \quad (4.3)$$

где m_s – торцевой модуль, мм; 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; необ-

ходимость 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

$M_{кр}$, 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 [7]:

– 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:

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

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 (рис. 4.1, б):

$$i_2 = i_{\text{п}} \cdot i_{\text{пары}} = \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_5}{Z_6}, \quad (4.5)$$

где $i_{\text{п}}$ – передаточное число привода промежуточного вала; $i_{\text{пары}}$ – 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 $i_{\text{п}} = 1,6\text{--}2,5$ [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:

$$A = \frac{m_{\text{н}} (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (4.6)$$

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):

$$i_{\text{пары}} = \frac{i_2}{i_{\text{п}}} = \frac{Z_5}{Z_6}. \quad (4.7)$$

Число зубьев зубчатого колеса на ведомом валу можно рассчитать по формуле

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

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 – $Z_3 = 13\text{--}17$ [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 на низшей ступени не выше $i_{\text{пары}} = 3,5\text{--}4,0$; на высшей не выше – $i_{\text{пары}} = 0,6\text{--}0,8$ [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 контактным 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

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P}{b\pi m_{\text{н}} y}, \quad (4.9)$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба, Па; P – окружное усилие, Н; y – коэффициент формы зуба.

Окружное усилие рассчитывают по формуле

$$P = \frac{M_{e\text{max}} i_{\text{к}}^*}{r_0} = \frac{2M_{e\text{max}} i_{\text{к}}^* \cos \beta}{m_{\text{н}} Z}, \quad (4.10)$$

где $i_{\text{к}}^*$ – передаточное число до рассчитываемого зубчатого колеса; r_0 – радиус начальной окружности зубчатого колеса, м.

Коэффициент формы зуба приближенно определяют по формуле

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

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:

$$\sigma_{\text{сж}} = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)}, \quad (4.12)$$

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 малой грузоподъемности	Грузовые автомобили
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 (рис. 4.2), 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.

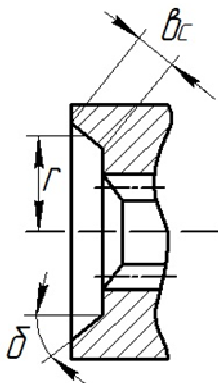


Рис. 4.2. Расчетная схема инерционного конусного синхронизатора

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 переда-

чи 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

$$l_c = \frac{L_c}{F_c}, \quad (4.13)$$

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

$$L_c = J_{\text{пр}} \frac{\omega_e^2}{2} \left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right)^2, \quad (4.14)$$

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

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{СЦ}} + J_{\text{ВЩ}} + J_{\text{к}}^{\text{ВЩ}} + \left(J_{\text{пром}} \Sigma J_{\text{к}}^{\text{пром}} \right) i_{\text{п}}^2 + \Sigma \left(J_{\text{к}}^{\text{ВД}} \cdot i_{\text{к}}^2 \right), \quad (4.15)$$

где $J_{\text{СЦ}}$ – момент инерции ведомого диска сцепления, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{ВЩ}}$ – момент инерции ведущего вала коробки передач, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{к}}^{\text{ВЩ}}$ – момент инерции ведущей шестерни привода промежуточного вала, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{пром}}$ – момент инерции промежуточного вала, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\Sigma J_{\text{к}}^{\text{пром}}$ – момент инерции шестерен постоянного зацепления на промежуточном валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{к}}^{\text{ВД}}$ – момент инерции зубчатого колеса на ведомом валу коробки передач, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Для двухвальной коробки передач

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{СЦ}} + J_{\text{ВЩ}} + \Sigma J_{\text{к}}^{\text{ВЩ}} + \Sigma \left(J_{\text{к}}^{\text{ВД}} \cdot i_{\text{к}}^2 \right), \quad (4.16)$$

где $\Sigma J_{\text{к}}^{\text{ВЩ}}$ – суммарный момент инерции зубчатых колес на ведущем валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

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

$$J = \frac{1}{2} MR^2, \quad (4.17)$$

где J – момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; 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

$$d_{\text{ВЩ}} = k \sqrt[3]{M_{e\text{max}}}, \quad (4.18)$$

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:

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

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

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

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

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

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

$$\frac{d_{\text{пром}}}{l_{\text{пром}}} = 0,16-0,18; \quad \frac{d_{\text{ВД}}}{l_{\text{ВД}}} = 0,18-0,21.$$

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
при переключении передач, рад/с**

Направление переключения передач	Бензиновый двигатель		Дизель
	Легковой автомобиль	Грузовой автомобиль	Грузовой автомобиль
С низшей на высшую	$(0,6-0,7)\omega_N$	$(0,7-0,8)\omega_N$	$(0,75-0,85)\omega_N$
С высшей на низшую	$(0,4-0,5)\omega_N$	$(0,5-0,6)\omega_N$	$(0,9-1,0)\omega_M$

* 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

$$r = \frac{M_T \sin \delta}{\mu S}, \quad (4.23)$$

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

$$M_T = \frac{J_{\text{пр}} \omega_e \left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right)}{t_c}, \quad (4.24)$$

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. Низший предел половины угла конусности для пары «сталь – бронза» – $\delta = 6\text{--}12^\circ$ [6]. Из-за возможного заклинивания поверхностей тре-

ния 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» – $\mu = 0,06\text{--}0,1$ [6].

Осевую силу определяют по формуле

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

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 – $P_{\text{рыч}} \leq 60$ Н;

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

Передаточное число рычага переключения передач [7]:

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

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

Ширину кольца трения по образующей конуса определяют по формуле

$$b_c = \frac{M_T}{2\pi\mu r^2 [P_N]}, \quad (4.27)$$

где $[P_N]$ – допустимое давление на поверхность конуса, Па.

Допустимое давление – $[P_N] = 1,0\text{--}1,5$ МПа [7].

Допустимая удельная работа буксования [6]:

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

– для грузовых автомобилей – $[l_c] = 0,05\text{--}0,4$ 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.

Классификация и требования к карданным передачам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

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

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

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

$$M_k = M_{e\max} i_1, \quad (5.2)$$

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

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

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:

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

Таблица 5.1

Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность

Размеры сечения		Момент сопротив- ления се- чения см ³	Полярный момент инерции сечения, см ⁴	Расчетный крутящий момент на карданном валу, Н·м, при напряжении кручения		Допустимая длина карданного вала, см, при максимальной частоте вращения		
внутренний диаметр,	толщина стенки,			100–120 МПа	25–55 МПа	3000 мин ⁻¹	4000 мин ⁻¹	5000 мин ⁻¹
45	2,5	8,44	21,10	844–1000	211–464	134	116	104
46	2,5	8,81	22,46	881–1050	220–484	137	119	106
55	2,0	9,87	29,13	977–1180	247–543	149	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1247–1500	312–686	150	130	116
55	3,5	17,82	55,23	1783–2140	445–979	151	131	117
63	3,5	23,16	81,06	2316–2780	579–1273	161	139	125
66	2,0	14,12	49,43	1412–1700	353–776	162	140	126
71	1,6	12,97	48,11	1297–1560	324–712	168	145	130
71	1,8	14,63	54,57	1463–1750	366–805	168	146	130
71	2,0	16,30	61,14	1630–1950	407–895	168	146	130
71	2,1	17,15	64,48	1775–2060	429–943	169	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1779–2180	450–990	169	147	131
71	2,5	20,54	78,05	2054–2460	513–1128	169	147	131
71	3,0	24,84	95,63	2484–2980	621–1366	170	147	132
82	2,5	27,26	118,60	2726–3280	621–1366	181	157	140

Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность
Окончание табл. 5.1

Размеры сечения		Момент сопротив- ления се- чения кручению, см ³	Полярный момент инерции сечения, см ⁴	Расчетный крутящий момент на карданном валу, Н·м, при напряжении кручения		Допустимая длина карданного вала, см, при максимальной частоте вращения		
внутренний диаметр,	толщина стенки,			100–120 МПа	25–55 МПа	3000 мин ⁻¹	4000 мин ⁻¹	5000 мин ⁻¹
82	3,0	32,93	144,90	3293–3950	621–1366	182	158	141
82	3,5	38,67	172,10	3867–4640	621–1366	182	158	141
82	4,0	44,51	200,30	4451–5340	621–1366	183	159	142
94	3,5	50,51	255,10	5051–6050	621–1366	195	169	151
94	4,0	58,08	296,20	5808–6950	621–1366	195	169	151
100,5	6,0	101,50	571,00	10150–12200	621–1366	202	175	157
104	4,0	70,76	396,30	7076–8500	621–1366	205	178	159
104	4,5	80,03	452,20	8003–9600	621–1366	206	178	159
104	5,0	89,40	509,60	8940–10700	621–1366	206	178	160

Напряжение кручения трубчатого вала рассчитывают по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (5.5)$$

где $\tau_{кр}$ – напряжение кручения трубчатого вала, Па; $W_{кр}$ – момент сопротивления сечения кручению, м^3 .

Момент сопротивления нестандартного сечения кручению рассчитывают по формуле

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

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:

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

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

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

Модуль упругости при кручении – $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа [7]. Допустимый угол закручивания равен $[\theta] = 7\text{--}8^\circ$ на один метр длины [6].

5.2. Расчет крестовины карданного шарнира

Размеры крестовины карданного шарнира (рис. 5.1) определяют размеры всего карданного шарнира.

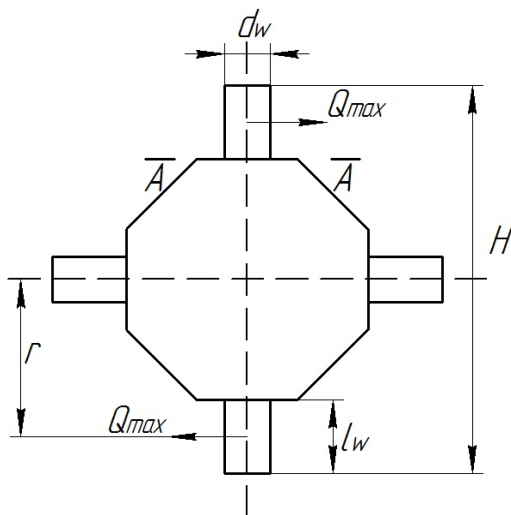


Рис. 5.1. Расчетная схема крестовины карданного шарнира

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

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

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

$$H = 1,57 \sqrt{\frac{85 G_{\text{сц}} r_k \varphi}{i_0}}, \quad (5.10)$$

где $G_{\text{сц}}$ – 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 $\varphi = 0,85$ [7].

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 $A-A$ определяют по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{max}} l_{\text{ш}}}{2W_{\text{ш}}}, \quad (5.11)$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба шипа, Па; Q_{max} – максимальная нагрузка на шип крестовины, Н; $l_{\text{ш}}$ – 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

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

где r – плечо приложения максимальной нагрузки, м; γ – угол наклона осей карданной передачи, град.

Основные размеры крестовин карданных шарниров неравных угловых скоростей

Таблица 5.2

Размеры, мм	Типоразмер									
	I	II	III	III	III	IV	V	VI	VII	VIII
H	57,17	74,2	80,0	80,0	80,0	90,0	108,0	127,0	147,0	165,0
$d_{ш}$	14,725	15,23	16,3	16,3	16,3	22,0	25,0	33,65	33,65	45,0
H_1	64,260	55,0	60,0	—	—	—	—	—	—	—
H_2	—	—	—	—	—	98,0	118,0	135,0	155,0	173,0
B	36,0	45,0	40,0	40,0	40,0	50,0	65,0	74,0	86,0	85,0
D	23,823	28,00	30,0	30,0	30,0	35,0	39,0	50,0	50,0	62,0
Подшипник	904902	704902	704702 K2	704702 KY2	804704	804805	804907	804707	804709	
	22	22	29	20	26	29	38	38	50	
$D_{и}$	2,4	2,5	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
$l_{и}$	10,0	12,5	13,8	13,5	18,0	18,1	18,0	24,0	24,0	

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

$$r = \frac{H_1 + H_2}{4}, \quad (5.13)$$

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

$$W_{\text{ш}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{32} \approx 0,1 d_{\text{ш}}^3, \quad (5.14)$$

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

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

где τ – напряжение среза шипа крестовины, Па.

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

5.3. Расчет вилки карданного шарнира

Вилка карданного шарнира (рис. 5.2) под действием максимальной нагрузки на шип крестовины испытывает изгиб и кручение.

Напряжение изгиба вилки рассчитывают по формуле

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

где $\sigma_{из}$ – напряжение изгиба, Па; c – плечо изгиба, м; $W_{из}$ – момент сопротивления сечения изгибу, $м^3$.

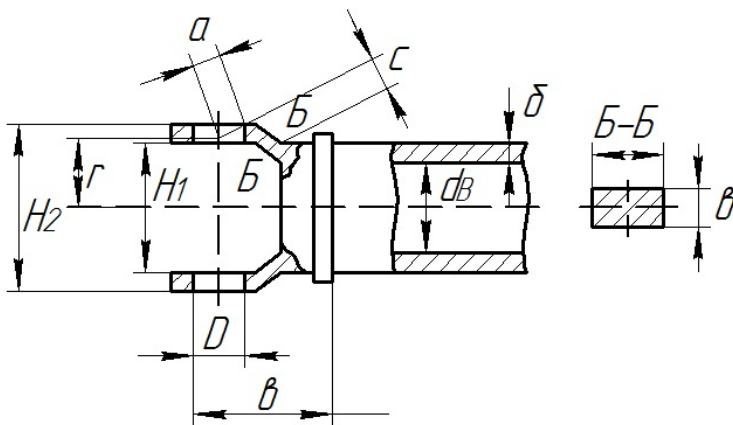


Рис. 5.2. Расчетная схема вилки карданного шарнира

Момент сопротивления изгибу для прямоугольного сечения определяют по формуле

$$W_{из} = \frac{bh^2}{6}, \quad (5.17)$$

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

Напряжение кручения вилки определяют по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{Q_{\max} \cdot a}{W_{кр}}, \quad (5.18)$$

где $\tau_{кр}$ – напряжение кручения, Па; a – плечо кручения, м; $W_{кр}$ – момент сопротивления сечения кручению, м.

Момент сопротивления сечения кручению рассчитывают по формуле

$$W_{кр} = k \cdot h \cdot b^2, \quad (5.20)$$

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

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

где $P_{\text{доп}}$ – допустимая нагрузка на подшипник, Н; $Z_{\text{и}}$ – количество иглок в подшипнике; $l_{\text{и}}$ – длина иголки, см; $d_{\text{и}}$ – диаметр иголки, см; $n_{\text{м}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте двигателя, об/мин; $i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии до рассчитываемой карданной передачи.

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

$$P_{\text{доп}} > Q_{\text{макс}}.$$

5.5. Расчет карданной передачи с шарнирами равных угловых скоростей

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

Расчетная схема синхронного карданного шарнира приведена на рис. 5.3.

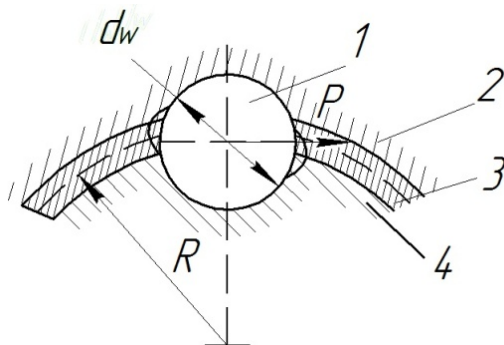


Рис. 5.3. Расчетная схема синхронного карданного шарнира:

1 – шарик; 2 – наружная обойма; 3 – сепаратор; 4 – внутренняя обойма

Максимальный момент по сцеплению, передаваемый шарниром, определяют по формуле

$$M_{\varphi} = G_{\kappa} \cdot r_{\kappa} \cdot \varphi, \quad (5.21)$$

где M_{φ} – максимальный момент по сцеплению, передаваемый шарниром, Н·м; G_{κ} – вес, приходящийся на колесо, Н; r_{κ} – радиус качения колеса, м; φ – максимальный коэффициент сцепления.

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

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

Таблица 5.4

Параметры синхронных карданных шарниров

Параметр	Значение			
Расчетный крутящий момент,	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

$$[\sigma_{\text{и}}] = 5100 \sqrt{\frac{P}{d_{\text{ш}}^2}}, \quad (5.22)$$

где $[\sigma_{\text{и}}]$ – допустимое окружное усилие, Па; P – окружная сила, действующая на шарик, Н.

Окружную силу, действующую на шарик, определяют по формуле

$$P = \frac{M_{e \max} \cdot i_1}{6R \cos \gamma}, \quad (5.23)$$

где R – радиус расположения шариков, м.

Размеры внутренней обоймы должны обеспечить надежную связь с ведущим валом, и это предопределяет радиус расположения шариков.

Соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами, для обеспечения заданного срока службы рекомендуют определять по эмпирической зависимости [5]:

$$\frac{R}{d} = 1,71.$$

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

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

Длину карданного вала можно принять равной половине колеи передних колес.

6. РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ

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

Классификация и требования к главным передачам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

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 – $[\sigma_{\text{и}}] = 500\text{--}700$ МПа; допустимые контактные напряжения – $[\sigma_{\text{и}}] = 1000\text{--}1200$ 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.

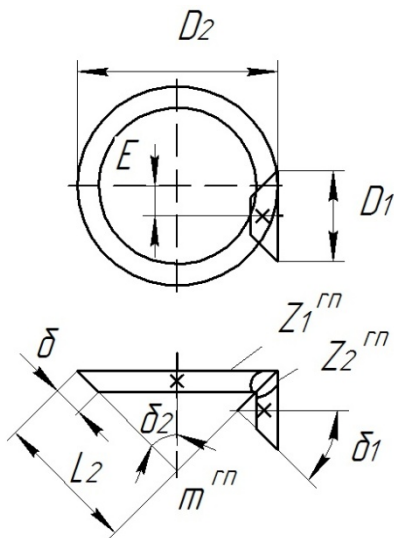


Рис. 6.1. Расчетная схема гипоидной главной передачи

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 передачи

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

Минимальное число зубьев шестерни [4]:

- для легковых автомобилей – $Z_{1\min} = 8-12$;
- для грузовых автомобилей – $Z_{1\min} = 5-11$.

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

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{P}{y b t_{\text{н.ср}}} = \frac{M_{\text{р}}}{r_{\text{ср}} y b t_{\text{н.ср}}}, \quad (6.1)$$

где P – окружное усилие, Н; y – коэффициент формы зуба; b – длина зуба по образующей конуса, м; $t_{\text{н.ср}}$ – нормальный шаг в среднем сечении конуса, м; $M_{\text{р}}$ – расчетный момент, Н·м; $r_{\text{ср}}$ – средний радиус начального конуса зубчатого колеса, м.

Окружное усилие рассчитывают по формуле

$$P = \frac{M_{\text{р}}}{r_{\text{ср}}}. \quad (6.2)$$

Коэффициент формы зуба определяют исходя из эквивалентного приведенного числа зубьев:

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

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 $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1,2\text{--}1,5$ (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:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = i_0 ; \quad (6.4)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 . \quad (6.5)$$

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

$$t_{\text{н.ср}} = m_{\text{н.ср}} \pi = t_s \left(1 - \frac{b}{2r_{\text{ср}2}} \sin \delta_2 \right) \cos \beta_2 , \quad (6.9)$$

где t_s – торцовый шаг по основанию начального конуса, м; $r_{\text{ср}2}$ – 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

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

Средний радиус начального конуса ведущей шестерни определяют по формуле

$$r_{cp1} = \frac{D_1 - b \sin \delta_1}{2}, \quad (6.12)$$

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

Средний радиус начального конуса ведомого колеса определяют по формуле

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

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

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

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

Контактные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_K = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha}} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right), \quad (6.18)$$

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

$$\rho_1 = \frac{r_{\text{ср}1}}{\cos^2 \beta_1 \cos \delta_1}. \quad (6.19)$$

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведомого колеса рассчитывают по формуле

$$\rho_2 = \frac{r_{\text{ср}2}}{\cos^2 \beta_2 \cos \delta_2}. \quad (6.20)$$

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 (рис. 6.2).

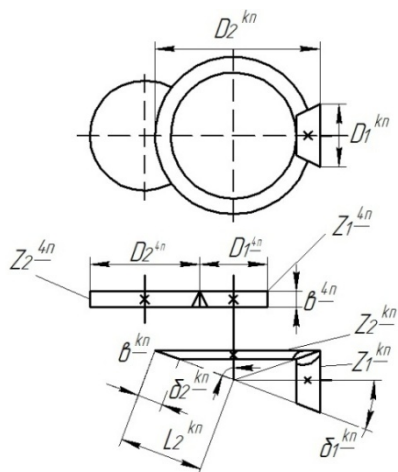


Рис. 6.2. Расчетная схема двойной главной передачи

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 выбираются 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	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	Тип транспортного средства		
	Легковой автомобиль	Грузовой автомобиль	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.

Классификация и требования к дифференциалам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

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 (рис. 7.1). Такие дифференциалы, называемые часто простыми, применяются как на легковых, так и на грузовых автомобилях, причем как в качестве межколесных, так и в качестве межосевых.

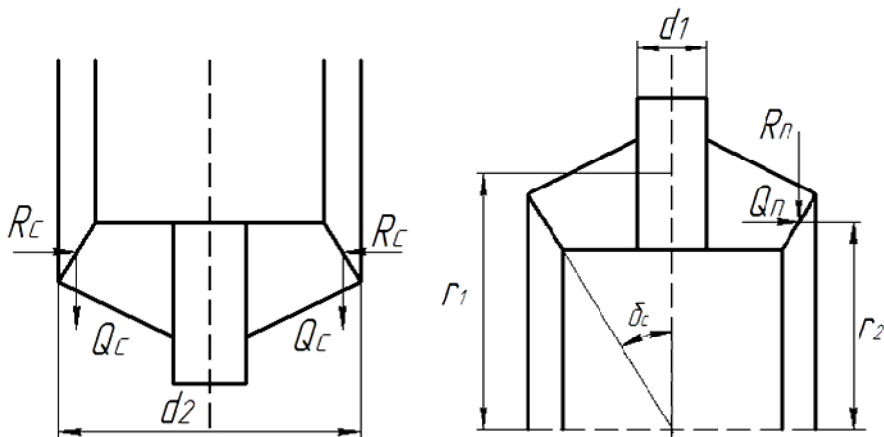


Рис. 7.1. Расчетная схема симметричного конического дифференциала

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 зубьев		Внешний окруж- ной мо- дуль, мм	Конус- ное рас- стояние, мм	Угол про- филя	Ширина венца, мм	Число сател- литов
	сател- литов	шес- терен					
ЗАЗ-968	10	20	3,50	39,13	20°30'	11,0	2
М-2140	10	14	4,13	35,53	22°30'	12,6	2
ВАЗ-2101	10	16	4,0	37,77	22°30'	12,0	2
ГАЗ-24	10	16	5,0	47,20	23°30'	—	2
УАЗ-469	10	16	4,75	44,90	22°30'	35,0	4
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-375 Н	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
КрАЗ-257 Б1	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-540А	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-548А	11	22	9,0	110,68	20°	37,0	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:

$$\frac{2Z_{\text{III}}}{n_c} = K, \quad (7.1)$$

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

$$\sigma = \frac{M_{\text{Д}}}{r_1 d_1 l \cdot n_c}, \quad (7.2)$$

где σ – напряжения смятия шипа сателлита, Па; $M_{\text{Д}}$ – 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

$$M_{\text{Д}} = M_{e\max} i i_0. \quad (7.3)$$

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

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

где m_s – внешний окружной модуль, м.

Диаметр шипа крестовины рассчитывают по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{M_{\text{Д}}}{n_c r_1 \cdot P_{\text{доп.с}}}}, \quad (7.5)$$

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

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

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

Половина угла начального конуса сателлита рассчитывают по формуле

$$\delta_c = \arctg \frac{Z_c}{Z_{III}}, \quad (7.7)$$

где Z_c – число зубьев сателлита.

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

Напряжение среза оси сателлита определяют по формуле

$$\tau = \frac{4M_D}{\pi r_1 d_1^2 n_c}, \quad (7.8)$$

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

$$Q_c = \frac{M_D}{2r_2 n_c}, \quad (7.9)$$

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

$$\sigma_c = \frac{8Q_c}{\pi d_2^2 - d_1^2}, \quad (7.10)$$

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

$$Q_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{2r_2 n_c} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c , \quad (7.12)$$

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

Напряжение смятия торца полуосевой шестерни рассчитывают по формуле

$$\sigma_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi} n_c}{\pi (r_3^2 - r_4^2)} , \quad (7.13)$$

где σ_{Π} – напряжение смятия торца полуосевой шестерни, Па; r_3 , r_4 – наименьший и наибольший радиусы торцевой поверхности шестерни, воспринимающей осевую нагрузку, соответственно, м.

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

Наименьший радиус торцевой поверхности шестерни приближенно может быть определен по формуле

$$r_4 = 1,5 r_{\Pi/o} , \quad (7.14)$$

где $r_{\Pi/o}$ – радиус полуоси, м.

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

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_{\Pi}] = 40\text{--}70$ 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	ВАЗ-2101	М-2140	ГАЗ-24	ГАЗ-53А	МАЗ-500А
$d_{\min}$, мм	21,6	24,0	27,5	42,0	42,0

Окончание табл. 7.2

Автомобиль	Урал-375Н	ЗИЛ-130	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

$$M_p = M_c = M_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{д}}}{2n_c}. \quad (7.15)$$

Расчет зубьев сателлитов по напряжениям изгиба производят по формулам для конических главных передач. При этом допустимые напряжения изгиба составляет

$$[\sigma_{\text{и}}] = 500\text{--}800 \text{ МПа} [6].$$

8. РАСЧЕТ ПОЛУОСЕЙ

Передача крутящего момента от межколесного дифференциала к ведущим колесам в зависимости от конструкции подвески, а также от того, управляемые колеса или нет, осуществляется с помощью цельных валов-полуосей или карданных передач с синхронными шарнирами. Полуоси применяются в приводе ведущих неуправляемых колес при зависимой подвеске.

Классификация и требования к полуосям рассмотрены в [2, 5–7].

При расчетах полуосей используются следующие нагрузочные режимы:

- 1) передача максимальной силы тяги;
- 2) экстренное торможение;
- 3) занос;
- 4) переезд через неровности с учетом динамических нагрузок.

На режиме передачи максимальной силы тяги учитываются следующие нагрузки.

Меньший из максимальных крутящих моментов (по двигателю или по сцеплению). Максимальный крутящий момент по двигателю определяют по формуле

$$M_{\text{д}} = M_{\text{е max}} \cdot i_1 \cdot i_0 i_{\text{дн}} \eta_{\text{тр}} \frac{(1 + K_{\text{б1}})(1 + K_{\text{б2}})(1 + K_{\text{бi}})}{2\alpha}, \quad (8.1)$$

где $M_{\text{д}}$ – максимальный крутящий момент по двигателю, Н·м; $i_{\text{дн}}$ – передаточное число дополнительной коробки на низшей ступени (учитывается в том случае, если в трансмиссии установлена дополнительная коробка); $K_{\text{б}}$ – коэффициент блокировки дифференциала; α – число симметричных дифференциалов в трансмиссии.

Коэффициент блокировки [7]:

- для дифференциалов легковых автомобилей – $K_{\text{б}} = 0,05\text{--}0,1$;
- для дифференциалов грузовых автомобилей – $K_{\text{б}} = 0,1\text{--}0,15$.

Максимальный крутящий момент по сцеплению определяют по формуле

$$M_{\phi} = \frac{M_i g \Phi_{\max} r_{\text{Д}} m_{\text{вед}}}{2}, \quad (8.2)$$

где M_{ϕ} – максимальный крутящий момент по сцеплению, Н·м; M_i – сцепная масса (масса, приходящаяся на ведущий мост), кг; $m_{\text{вед}}$ – коэффициент динамического изменения нормальных реакций на ведущих колесах.

Нормальную реакцию рассчитывают по формуле

$$R_{zi} = \frac{M_i g m_{\text{вед}}}{2}, \quad (8.3)$$

где R_{zi} – нормальная реакция, Н.

Продольную реакцию определяют по формуле

$$R_{xi} = \frac{M_{\text{Д}}}{r_{\text{Д}}}, \quad (8.4)$$

где R_{xi} – продольная реакция, Н.

$$R_{xi} = R_{zi} \Phi_{\max}. \quad (8.5)$$

Из двух определенных нормальных реакций для дальнейших расчетов принимается меньшая.

На режиме экстренного торможения учитывается нормальная и продольная реакции.

Нормальную реакцию рассчитывают по формуле

$$R_{zi\tau} = \frac{M_i g \cdot m_{\text{вед}\tau}}{2}, \quad (8.6)$$

где индекс τ означает, что данный параметр используется при экстренном торможении.

Продольные реакции определяют по формуле

$$R_{xi\tau} = i\tau \cdot \Phi_{\max}. \quad (8.7)$$

Нормальная реакция на режиме заноса определяется по формуле

$$R_{zi} = \frac{M_i \cdot g}{2} \left(1 \pm \frac{2h_{\text{Д}} \cdot \varphi_{y\text{max}}}{B} \right), \quad (8.8)$$

где $h_{\text{Д}}$ – высота центра масс, м; $\varphi_{y\text{max}}$ – коэффициент сцепления в поперечном направлении; B – колея ведущих колес, м; «+» – внутренняя полуось (в сторону заноса); «–» – внешняя полуось.

Коэффициент сцепления в поперечном направлении – $\varphi_{y\text{max}} = 0,9\text{--}1,0$ [8].

Боковую реакцию определяют по формуле

$$R_{yi} = R_{zi} \cdot \varphi_{y\text{max}}, \quad (8.9)$$

где R_{yi} – боковая реакция, Н.

На режиме переезда через неровности с учетом динамических нагрузок, динамическую реакцию рассчитывают по формуле

$$R_{zi\text{Д}} = \frac{M_i \cdot g}{2} K_{\text{Д}}, \quad (8.10)$$

где $R_{zi\text{Д}}$ – динамическая реакция, Н; $K_{\text{Д}}$ – коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности [7]:

- для легковых автомобилей – $K_{\text{Д}} = 1,5\text{--}1,75$;
- для грузовых автомобилей – $K_{\text{Д}} = 1,8\text{--}2,0$;
- для АТС повышенной проходимости – $K_{\text{Д}} = 2,0\text{--}2,5$.

8.1. Расчет полуразгруженных полуосей

Полуразгруженные полуоси (рис. 8.1) воспринимают в вертикальной плоскости нормальную и боковую реакции опорной поверхности и изгибающие моменты от этих реакций; в горизонтальной плоскости – продольную реакцию и изгибающий момент от этой реакции. Полуось разгружена от осевой на-

грузки и тормозного момента при торможении рабочим тормозом. Такая полуось имеет наиболее простую конструкцию ступицы и применяется на легковых автомобилях.

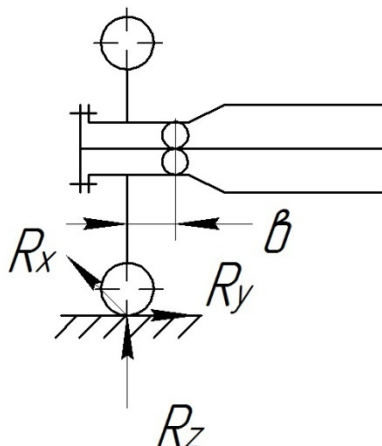


Рис. 8.1. Схема полуразгруженной полуоси

Опасное сечение – место установки подшипника.

На режиме передачи максимальной силы тяги приведенные напряжения изгиба и кручения определяют по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \sqrt{\frac{R_{zi}^2 \cdot b^2 + R_{xi}^2 \cdot b^2 + M_{\text{расч}}^2}{0,1d_{\text{п/о}}^3}}, \quad (8.11)$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – приведенные напряжения изгиба и кручения, Па; b – плечо изгиба, м; $d_{\text{п/о}}$ – диаметр полуоси, м.

Плечо изгиба определяется как расстояние между плоскостями, проходящими через центр опорной площадки колеса и через центр опорного подшипника. Плечо изгиба можно принять – $b = 42$ мм.

На режиме торможения приведенные напряжения изгиба и кручения рассчитывают по формуле

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{b\sqrt{R_{z\tau}^2 + R_{z\tau}^2}}{0,1d_{\text{п/о}}^3} = \frac{R_{z\tau} \cdot b\sqrt{1 + \varphi_{\text{max}}^2}}{0,1d_{\text{п/о}}^3}. \quad (8.12)$$

На режиме заноса приведенные напряжения изгиба и кручения рассчитывают по формуле

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{ig} \cdot b}{0,2d_{\text{п/о}}^3} \left(1 \pm \frac{2h_{\text{д}} \cdot \varphi_{y\text{max}}}{B} \right). \quad (8.13)$$

Высота центра масс для легковых автомобилей принимается равной статическому радиусу колеса.

На режиме динамических нагрузок приведенные напряжения изгиба и кручения определяют по формуле

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{R_{zi\text{Д}} \cdot b}{0,1d_{\text{п/о}}^3}. \quad (8.14)$$

Допустимые приведенные напряжения – $[\sigma_{\text{И}}] = 600\text{--}800 \text{ МПа}$ [6].

Расчет по углу закручивания полуразгруженных полуосей ведется аналогично расчету валов карданных передач с синхронными шарнирами. При этом расчетным моментом служит меньший из моментов (по двигателю или по сцеплению).

Длина полуоси определяется аналогично длине карданного вала в карданной передаче с синхронными шарнирами.

Допустимые значения угла закручивания – $[\theta] = 9\text{--}15^\circ$ на метр длины полуоси [6].

Меньшее значение угла закручивания характеризует повышенную жесткость, большее значение – склонность к колебаниям и резонансным явлениям.

8.2. Расчет полностью разгруженных полуосей

Полностью разгруженная полуось (рис. 8.2) нагружается только крутящим моментом, передаваемым от дифференциала

на ведущие колеса или тормозным моментом при торможении трансмиссионным тормозом. Такой тип полуосей применяется на грузовых автомобилях.

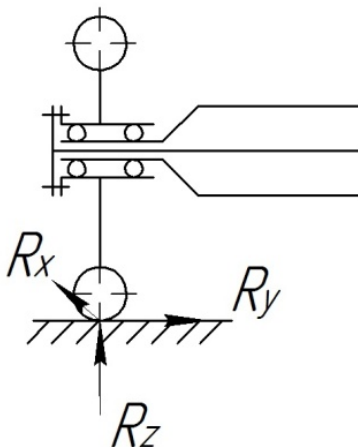


Рис. 8.2. Схема полностью разгруженной полуоси

Расчет полностью разгруженных полуосей ведется только на кручение, при этом расчетным моментом является максимальный момент по двигателю

$$\tau = \frac{M_{\text{Д}}}{0,2d_{\text{п/о}}^3}, \quad (8.15)$$

где τ – напряжения кручения, Па.

Допустимые напряжения кручения – $[\tau] = 500\text{--}600$ МПа [4]. Расчет по углу закручивания полностью разгруженной полуоси ведется аналогично.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

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. *Пузанков, А.Г.* Автомобили: Устройство автотранспортных средств / А.Г. Пузанков. – М. : Академия, 2005. – 560 с.
6. *Приходько, В.М.* Автомобильный справочник. – М. : Машиностроение, 2004. – 704 с.
7. *Краткий автомобильный справочник НИИАТ.* Грузовые автомобили. – 2004. – 667 с.
8. *Краткий автомобильный справочник НИИАТ.* Легковые автомобили. Ч. 1. – М. : ИПЦ «Финпол», 2004. – 448 с.
9. *Краткий автомобильный справочник НИИАТ.* Легковые автомобили. Ч. 2. – М. : ИПЦ «Финпол», 2004. – 560 с.
10. *Гладов, Г.И.* Легковые автомобили отечественного и иностранного производства. Новые системы и механизмы / Г.И. Гладов, А.М. Петренко. – М. : Транспорт, 2002. – 183 с.
11. *Вонг, Дж.* Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – М. : Машиностроение, 1982. – 284 с.
12. *Фурман, А.С.* Автомобили / А.С. Фурман. – Кемерово : Изд-во Кузбасского гос. техн. ун-та, 2010. – 61 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Томский государственный архитектурно-строительный университет»
Кафедра «АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

«АВТОМОБИЛИ»

по направлению 190600 «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов»

Выполнил:
студент

Иванов И.И.

Принял:
Доцент

Петров П.П.

Томск – 2014

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

«Томский государственный архитектурно-строительный университет»

Кафедра «АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ»

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по курсу «АВТОМОБИЛИ»

Студенту

_____ ИВАНОВУ И.И (группа _____)

Провести анализ конструкций и проектировочный расчет фрикционного сцепления для трансмиссии автомобиля, имеющего следующие характеристики:

Тип автомобиля: легковой

Вместимость – 5 чел.

Максимальная скорость движения – 180 км/ч.

Содержание проекта

Реферат

Введение

1. Выбор прототипа автомобиля и его техническая характеристика.
2. Расчетный выбор основных параметров двигателя и трансмиссии автомобиля.
3. Анализ конструкций назначенного заданием механизма трансмиссии с обоснованием принятого к проектировочному расчету.
4. Расчет механизма.
5. Список литературы
6. Графическая часть – 1 лист в формате А1, включающем сборочную единицу механизма (продольный разрез) и чертежи отдельных деталей.

Задание выдал

Петров П.П.

ПРИМЕР РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЬНОГО СЦЕПЛЕНИЯ

Заданием на курсовой проект студенту Иванову И.И. (прил. 2) предложено произвести проектировочный расчет фрикционного сцепления для пятиместного легкового автомобиля. В качестве прототипа выбран автомобиль Ford Focus (прил. 5).

1. Выбор основных параметров двигателя и трансмиссии автомобиля

1.1. Определение мощности двигателя и расчет внешней скоростной характеристики

Необходимая мощность двигателя (кВт) определяется по формуле (1.1):

$$N_e = \frac{1}{3,6\eta_{\text{тр}}} \left(G_a \psi v_{\text{max}} + \frac{\kappa_{\text{в}} F_a v_{\text{max}}^3}{12,96} \right) 10^{-3}.$$

Определяем полную массу автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_q \cdot n + m_{\sigma} \cdot n = 1250 + 75 \cdot 5 + 10 \cdot 5 = 1675 \text{ кг.}$$

Полный вес, соответственно, равен:

$$G_a = m_a \cdot g = 1675 \cdot 9,81 = 16\,432 \text{ Н.}$$

Суммарный коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости равен:

$$\psi = f_0 + 0,46 \cdot 10^{-6} v_{\text{max}}^2 = 0,015 + 0,46 \cdot 10^{-6} \cdot 190^2 = 0,0317.$$

Коэффициент обтекаемости для легковых автомобилей составляет $k_{\text{в}} = 0,15\text{--}0,35$, принимаем $k_{\text{в}} = 0,25$.

Продолжение прил. 3

Мидель автомобиля определяем по габаритам автомобиля-прототипа, принимая коэффициент заполнения площади $a = 0,8$:

$$F_a = aBH = 0,8 \cdot 1,702 \cdot 1,440 = 1,96 \text{ м}^2.$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии трансмиссии легковых автомобилей составляет $\eta_{\text{тр}} = 0,90\text{--}0,95$, для переднеприводного автомобиля принимаем $\eta_{\text{тр}} = 0,95$.

Подставляя найденные величины в формулу (1.1), получаем:

$$N_e = \frac{1}{3,6 \cdot 0,95} \left(16432 \cdot 0,0317 \cdot 190 + \frac{0,25 \cdot 1,96 \cdot 190^3}{12,96} \right) 10^{-3} = 103,91 \text{ кВт}.$$

Принимаем следующие значения оборотов коленчатого вала двигателя: минимальное $n_{\min} = 800$ об/мин; максимальное $n_{\max} = 5600$ об/мин; номинальное $n_N = 5000$ об/мин (таблица). Диапазон оборотов коленчатого вала от $n_{\min} = 800$ об/мин до $n_{\max} = 5600$ об/мин разбиваем на интервалы и выполняем расчет по формулам (1.7) и (1.8).

Результаты расчета внешней скоростной характеристики двигателя

Текущее значение n_i , об/мин	800	1600	2400	3200	4000	4800	5000	5600
Текущее значение ω_i , с ⁻¹	83,73	167,47	251,20	334,93	418,67	502,40	523,33	586,13
N_i , кВт	18,86	40,49	62,33	81,82	96,43	103,58	103,91	100,74
M_i , Нм	225,00	241,50	247,85	244,04	230,08	205,96	198,34	171,69

По формуле С.Р. Лейдермана для каждого текущего значения оборотов коленчатого вала n_i определяем текущую мощность N_{ei} и текущий крутящий момент M_{ei} .

Для минимального числа оборотов $n_{\min} = 800$ об/мин получаем следующие результаты:

– угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega_{800} = \frac{3,14 \cdot 800}{30} = 83,73 \text{ с}^{-1};$$

– текущая мощность

$$N_{800} = 103,9 \left[\left(\frac{800}{5000} \right) + \left(\frac{800}{5000} \right)^2 - \left(\frac{800}{5000} \right)^3 \right] = 18,86 \text{ кВт};$$

– текущий крутящий момент

$$M_{800} = 9,554 \cdot 10^3 \frac{18,86}{800} = 225,00 \text{ Нм}.$$

Производим аналогичный расчет для других значений оборотов коленчатого вала, результаты расчетов сводим в таблицу.

На основе данных таблицы строим графики $N_e = f(\omega)$ и $M_e = f(\omega)$.

По графикам определяем угловую скорость вращения коленчатого вала, соответствующую максимальной мощности $N_{e\max}$ и максимальному крутящему моменту $M_{e\max}$. По оси абсцисс определяем угловую скорость вращения коленчатого вала, соответствующую максимальной мощности $N_{e\max} = 103,91$ кВт, получаем $\omega_N = 524 \text{ с}^{-1}$ ($n_N = 5000$ об/мин). По оси ординат определяем максимальный крутящий момент (рис. П.3.1), который составляет $M_{e\max} = 248$ Нм, а по оси абсцисс соответствующую угловую скорость вращения коленчатого вала двигателя $\omega_M = 251,2 \text{ с}^{-1}$ ($n_M = 2400$ об/мин). Эти же данные можно получить более точно, применяя в расчетах большее количество точек.

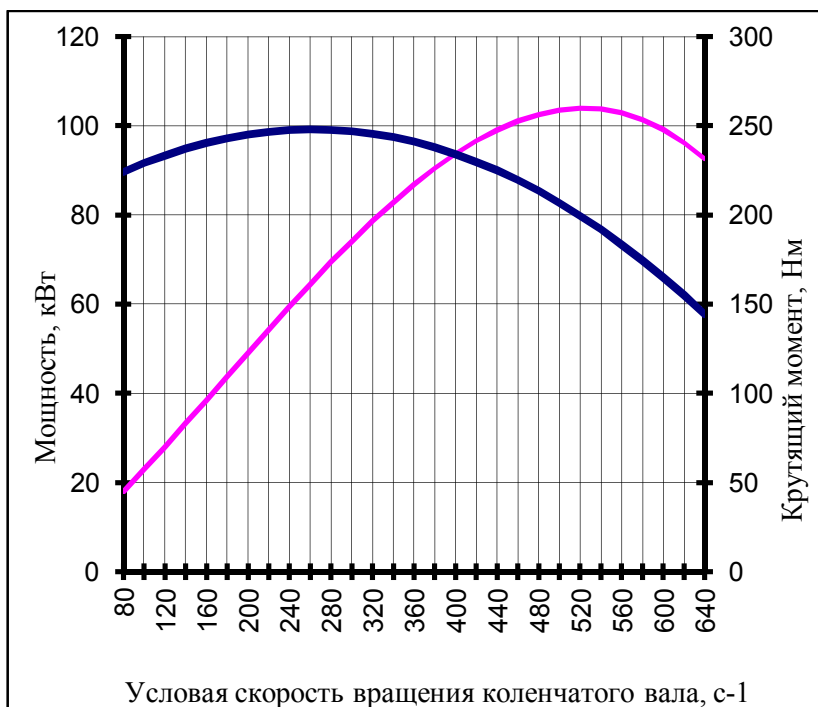


Рис. П.3.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Для дальнейших расчетов трансмиссии используем найденное значение максимального крутящего момента $M_{e\max} = 248 \text{ Нм}$.

1.2. Выбор параметров трансмиссии автомобиля

Автомобиль имеет переднеприводную компоновку и цилиндрическую главную передачу. Передаточное главной передачи определяется исходя из заданной максимальной скорости автомобиля. Передаточные числа коробки передач определяются по геометрической прогрессии с дальнейшей корректировкой промежуточных ступеней.

Используя результаты предыдущих расчетов, определяем передаточное число главной передачи по формуле (1.9):

$$i_0 = 0,377 \frac{n_{\max} \cdot r_k}{i_{\text{вп}} \cdot v_{\max}} = 0,377 \frac{5600 \cdot 0,36}{1 \cdot 190} = 4,00.$$

Определяем передаточное число первой передачи определяется исходя из выполнения условий:

1. Возможности преодоления автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления по формуле (1.10):

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e\max} \eta_{\text{тр}} i_0} = \frac{16432 \cdot 0,35 \cdot 0,36}{248 \cdot 0,95 \cdot 4,0} = 2,2,$$

где $\psi_{\max}$ – коэффициент максимального суммарного дорожного сопротивления, принимаем $\psi_{\max} = 0,35$; $G_a = 16432$ Н – полный вес автомобиля.

2. Возможности полной реализации сцепной массы автомобиля по формуле (1.11).

Для этого сначала определяем сцепной вес автомобиля по формуле:

$$G_{\text{сц}} = k_{\text{сц}} \cdot G_a = 0,55 \cdot 16432 = 9038 \text{ Н},$$

где $k_{\text{сц}} = 0,55$ – коэффициент сцепного веса автомобиля.

Передаточное число первой передачи по второму условию (формула (1.12)) должно превышать:

$$i_1 = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \phi \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot i_0} = \frac{9038 \cdot 0,75 \cdot 0,36}{248 \cdot 0,95 \cdot 4,0} = 2,6,$$

где ϕ – коэффициент сцепления (для сухой дороги с асфальтовым покрытием) принимаем $\phi = 0,75$; $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля.

3. Обеспечения минимально устойчивой скорости движения (формула (1.13)), которую принимаем $v_{\min} = 5$ км/ч:

$$i_1 = 0,377 \frac{n_{\min} \cdot r_k}{i_0 \cdot v_{\min}} = 0,377 \frac{600 \cdot 0,36}{4,0 \cdot 5} = 4,1.$$

Анализируя полученные результаты, принимаем передаточное число первой передачи коробки передач $i_1 = 4,1$, таким образом, все условия будут выполнены.

Считая коробку двухвальной, в которой прямая передача отсутствует, выберем промежуточные значения по геометрической прогрессии, приняв передаточное число пятой передачи $i_5 = 0,8$.

Передаточное число 2 ступени

$$i_2 = \sqrt[4]{4,1^3 \cdot 0,8^1} = 2,76.$$

Передаточное число 3 ступени

$$i_3 = \sqrt[4]{4,1^2 \cdot 0,8^2} = 1,81.$$

Передаточное число 4 ступени

$$i_4 = \sqrt[4]{4,1^1 \cdot 0,8^3} = 1,2.$$

Корректируем передаточные числа в соответствии с рекомендациями:

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \frac{i_3}{i_4} \geq \frac{i_4}{i_5};$$

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{4,1}{2,76} = 1,49; \quad \frac{i_2}{i_3} = \frac{2,76}{1,81} = 1,52; \quad \frac{i_3}{i_4} = \frac{1,81}{1,2} = 1,51; \quad \frac{i_4}{i_5} = \frac{1,81}{0,8} = 2,26.$$

Принимаем следующие значения передаточных чисел и проверяем в соответствии с рекомендациями: $i_1 = 4,1$; $i_2 = 2,3$; $i_3 = 1,4$; $i_4 = 1,0$; $i_5 = 0,8$.

$$\frac{4,1}{2,3} \geq \frac{2,3}{1,4} \geq \frac{1,4}{1,0} \geq \frac{1,0}{0,8}; \quad 1,78 \geq 1,64 \geq 1,4 \geq 1,25.$$

2. Расчет сцепления

На проектируемый автомобиль выбираем постоянно замкнутое сухое фрикционное сцепление с центрально расположенной диафрагменной пружиной.

Выбор размеров сцепления производим из условия передачи максимального крутящего момента двигателя, который получен в предыдущем разделе расчетным путем и составил $M_{e\max} = 248$ Нм с учетом коэффициента запаса сцепления.

2.1. Определение основных параметров сцепления

Расчетный статический момент трения сцепления определяем по формуле (2.1)

$$M_c = M_{e\max} \cdot \beta,$$

где $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, $M_{e\max} = 248$ Н·м; β – коэффициент запаса сцепления.

Коэффициент запаса сцепления для легковых автомобилей $\beta = 1,2-1,75$, принимаем $\beta = 1,5$.

Таким образом, расчетный статический момент сцепления равен:

$$M_c = M_{e\max} \cdot \beta = 248 \cdot 1,5 = 372 \text{ Нм.}$$

Определяем геометрические размеры дисков, фрикционных накладок и диафрагменной пружины. Наружный радиус дисков определяем по формуле (2.3):

$$R_H = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10M_{e\max}}{A}},$$

где R_H – наружный радиус дисков, м; $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; A – коэффициент.

Принимая $A = 4,7$, находим наружный радиус дисков:

$$R_H = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10M_{e\max}}{A}} = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10 \cdot 248}{4,7}} = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Внутренний радиус фрикционных накладок R_B предварительно определяем по формуле (2.4):

$$R_B = 0,6R_H = 0,6 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = 69 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Таким образом, расчетные наружный и внутренний диаметры дисков будут, соответственно:

$$D_H = 2R_H = 2 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

$$d_B = 2R_B = 2 \cdot 69 \cdot 10^{-3} = 138 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Рассчитанные величины необходимо привести в соответствие с требованиями ГОСТ 12238–76 (табл. 2.2), поэтому выбираем стандартные размеры фрикционных накладок:

$$D = 240 \text{ мм; } d = 160 \text{ мм.}$$

При этом средний радиус дисков будет:

$$R_C = \frac{D + d}{4} = \frac{240 + 160}{4} = 100 \text{ мм.}$$

2.2. Определение параметров нагруженности сцепления

Определяем нажимное усилие пружин по формуле (2.5):

$$P_\Sigma = \frac{M_C}{\mu \cdot i \cdot R_C} = \frac{372}{0,3 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 10^{-3}} = 6200 \text{ Н.}$$

где μ – расчетный коэффициент трения принимаем $\mu = 0,3$; i – число пар трения, $i = 2$ для однодискового сцепления.

Давление на фрикционные накладки рассчитываем по формуле (2.6):

$$p_0 = \frac{P_\Sigma}{F} = \frac{4P_\Sigma}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6200}{3,14 \cdot 10^{-6}(240^2 - 160^2)} = 0,247 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_0 = 0,247 \text{ МПа}; \quad p_0 \leq [p_0].$$

Допустимые давления на фрикционные накладки, как правило, составляют $[p_0] = 0,15\text{--}0,25 \text{ МПа}$.

Далее проводим проверку нагруженности сцепления по удельной работе буксования. Для этого сначала определяем работу буксования сцепления по формуле (2.8).

$$L_6 = \frac{0,5 J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_{e\max}}{M_{e\max} - M_\psi}.$$

Здесь J_a – момент инерции приведенного к коленчатому валу двигателя маховика, заменяющего поступательно движущуюся массу автомобиля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_e – угловая скорость коленчатого вала, рад/с ; M_ψ – момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя, Нм .

Момент инерции маховика, приведенный к коленчатому валу двигателя, определяем по формуле (2.9):

$$J_a = (1,04 + 0,05 r_k^2) \frac{m_a \cdot r_k^2}{(i_0 \cdot i_1 \cdot i_{PK})^2},$$

где m_a – полная масса автомобиля, $m_a = 1675 \text{ кг}$; r_k – радиус качения колеса, $r_k = 0,36 \text{ м}$; i_0 – передаточное число главной передачи, $i_0 = 4,0$; i_1 – передаточное число первой передачи, $i_1 = 4,1$; i_{PK} – передаточное число раздаточной коробки, раздаточная коробка отсутствует, поэтому $i_{PK} = 1$.

$$J_a = (1,04 + 0,05r_K^2) \frac{m_a \cdot r_K^2}{(i_0 \cdot i_1 \cdot i_{PK})^2} =$$

$$= [1,04 + 0,05 \cdot 0,36^2] \frac{1675 \cdot 0,36^2}{(4 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1)^2} = 0,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Угловая скорость коленчатого вала двигателя для автомобилей с бензиновым двигателем определяем по формуле (2.10):

$$\omega_e = \frac{\omega_M}{30} + 50\pi = \frac{251,2}{30} + 50 \cdot 3,14 = 165 \text{ с}^{-1},$$

где ω_M – угловая скорость при максимальном крутящем моменте, $\omega_M = 251,2 \text{ с}^{-1}$.

Момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя, рассчитываем по формуле (2.13):

$$M_\psi = \frac{m_a \cdot g \cdot r_K \cdot \psi}{i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{TP}},$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; r_K – радиус качения колеса, $r_K = 0,36 \text{ м}$; ψ – коэффициент сопротивления качению, для асфальтобетонного покрытия $\psi = 0,015$; i_0 и i_1 – передаточные числа главной и первой передач, соответственно, $i_0 = 4,0$, $i_1 = 4,1$; η_{TP} – КПД трансмиссии, $\eta_{TP} = 0,95$.

$$M_\psi = \frac{m_a \cdot g \cdot r_K \cdot \psi}{i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{TP}} = \frac{1675 \cdot 9,81 \cdot 0,36 \cdot 0,015}{4 \cdot 4,1 \cdot 0,95} = 5,7 \text{ Нм}.$$

Подставляем найденные значения в формулу (2.8), получаем полную работу буксования сцепления:

$$L_6 = \frac{0,5J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_{e\max}}{M_{e\max} - M_\psi} = \frac{0,5 \cdot 0,85 \cdot 165^2 \cdot 248}{248 - 5,7} = 11843 \text{ Дж}.$$

Определяем удельную работу буксования и сравниваем полученное значение с допустимой величиной. Удельную работу буксования сцепления (Дж/м²) рассчитываем по формуле (2.7):

$$q_6 = \frac{L_6}{F} = \frac{4L_6}{\pi(D^2 - d^2)},$$

где q_6 – удельная работа буксования сцепления, Дж/м²; L_6 – работа буксования, Дж; F – площадь поверхности одной стороны фрикционной накладки, см².

$$q_6 = \frac{4L_6}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 11843}{3,14(0,24^2 - 0,16^2)} = 47,1 \cdot 10^4 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}.$$

Допустимая удельная работа буксования для легковых автомобилей составляет $[q_6] = (50-70) \cdot 10^4$ Дж/м², полученное значение незначительно меньше нижнего предела допустимого, поэтому можно сделать вывод о том, что принятые размеры дисков сцепления соответствуют передаваемому крутящему моменту двигателя.

Определяем нагрев ведущего диска сцепления и проверяем выполнения условий по максимальному нагреву.

Нагрев ведущего диска при одном трогании с места определяется по формуле (2.14):

$$\Delta t = \frac{\gamma L_6}{m_D C_D},$$

где Δt – допустимый нагрев нажимного диска, град.; γ – доля теплоты, поглощаемая диском, $\gamma = 0,5$; m_D – масса нажимного диска, кг; C_D – удельная теплоемкость материала диска, Дж/(кг·град), принимаем для материала диска $C_D = 481,5$ Дж/кг·град.

Толщину нажимного диска $S_{\text{д}}$ принимаем в соответствии с рекомендациями (2.15) в зависимости от диаметра диска D :

$$S_{\text{д}} = 0,05 \cdot D = 0,05 \cdot 0,240 = 0,012 \text{ м.}$$

Определив геометрические размеры нажимного диска, определяем его массу. При этом принимаем плотность материала нажимного диска $\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$.

$$m_{\text{д}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S_{\text{д}} \cdot \rho = \frac{3,14}{4} (0,24^2 - 0,16^2) 0,012 \cdot 7000 = 2,1 \text{ кг.}$$

Определяем нагрев нажимного диска и сравниваем полученное значение с допустимым нагревом:

$$\Delta t = \frac{\gamma L_6}{m_{\text{д}} C_{\text{д}}} = \frac{0,5 \cdot 11843}{2,1 \cdot 481,5} = 6 \text{ град.}$$

Допустимый нагрев составляет $[\Delta t] = 10\text{--}15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Следовательно, условие выполняется: $\Delta t \leq [\Delta t]$.

2.3. Расчет диафрагменной пружины

Определяем конструктивные размеры диафрагменной пружины.

Рекомендованные соотношения: $\frac{D_e}{D_a} = 1,2\text{--}1,5$; $\frac{D_e}{D_i} \geq 2,0$;

$$\frac{h}{\delta} = 1,5\text{--}2,0.$$

Исходя из рекомендованных соотношений (2.19) – (2.22), принимаем:

D_e – наружный диаметр сплошного кольца, $D_e = D = 240 \text{ мм}$;

D_a – внутренний диаметр сплошного кольца, $D_a = \frac{D_e}{1,4} = 171,43 \text{ мм}$;

D_c – средний диаметр сплошного кольца, $D_c = \frac{D_e + D_a}{2} = 205,72 \text{ мм}$;

D_i – внутренний диаметр лепестков диафрагменной пружины, $D_i = \frac{D_e}{2,5} = 96 \text{ мм}$;

δ – толщина диафрагменной пружины, $\delta = 2,0\text{--}2,5 \text{ мм}$, принимаем $\delta = 2,5 \text{ мм}$;

h – высота сплошного кольца пружины, $h = 5,0 \text{ мм}$.

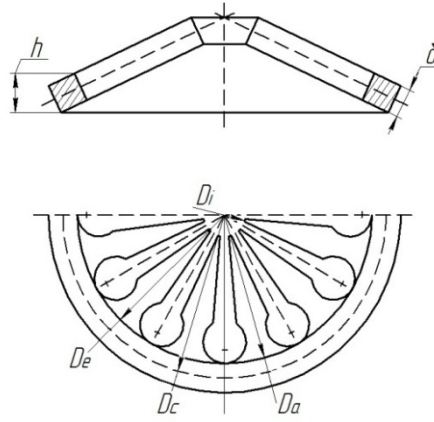


Рис. П.3.2. Конструктивные размеры диафрагменной пружины

Определяем нажимное усилие диафрагменной пружины, давление на фрикционные накладки и сравниваем полученное значение с допустимой величиной $[p_0]$.

Нажимное усилие диафрагменной пружины определяем по формуле (2.23)

$$P_{\Sigma} = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1-\mu^2} \frac{\delta l_1}{D_e^2} \frac{\ln\left(\frac{1}{k_1}\right)}{(1-k_2)^2} \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1-k_1}{1-k_2} \right) \left(h - 0,5 l_1 \frac{1-k_1}{1-k_2} \right) \right].$$

Здесь E – модуль упругости первого рода, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; δ – толщина диафрагменной пружины, принимаем $\delta = 2,5$ мм ($\delta = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м); l_1 – перемещение пружины в месте приложения силы, действующей со стороны ведомого диска, принимаем ($l_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м); μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$; D_e – наружный диаметр сплошного кольца диафрагменной пружины принимаем равным наружному диаметру дисков сцепления, $D_e = D = 240$ мм ($D_e = 240 \cdot 10^{-3}$ м).

Используя формулы (2.24) и (2.25), получаем значения коэффициентов k_1 и k_2 :

$$k_1 = \frac{D_a}{D_e} = \frac{171,43}{240} = 0,71; \quad k_2 = \frac{D_c}{D_e} = \frac{205,72}{240} = 0,86.$$

Высоту сплошного кольца диафрагменной пружины принимаем (формула 2.22):

$$h = 5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Формулу для определения усилия диафрагменной пружины удобно представить в виде:

$$P_{\Sigma} = A \cdot B \cdot C \cdot D,$$

где

$$A = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1-\mu^2}; \quad B = \frac{\delta l_1}{D_e^2}; \quad C = \frac{\ln\left(\frac{1}{k_1}\right)}{(1-k_2)^2}.$$

Обозначив

$$E = \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \text{ и } F = \left(h - 0,5l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right), \text{ получаем}$$

$$D = \delta^2 + E \cdot F.$$

Подставляем исходные данные и определяем усилие диафрагменной пружины:

$$A = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1 - \mu^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{3(1 - 0,3^2)} = \frac{13,19 \cdot 10^{11}}{2,73} = 4,83 \cdot 10^{11};$$

$$B = \frac{\delta l_1}{D_e^2} = \frac{2,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6}}{0,24^2} = 65,1 \cdot 10^{-6};$$

$$C = \frac{\ln\left(\frac{1}{k_1}\right)}{(1 - k_2)^2} = \frac{\ln\left(\frac{1}{0,71}\right)}{(1 - 0,86)^2} = \frac{\ln 1,41}{0,019} = \frac{0,344}{0,019} = 18,1;$$

$$E = \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) = 5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3} \frac{1 - 0,71}{1 - 0,86} =$$

$$= 5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3} \frac{0,29}{0,14} = 5 \cdot 10^{-3} - 3,11 \cdot 10^{-3} = 1,89 \cdot 10^{-3};$$

$$F = \left(h - 0,5l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) = 5 \cdot 10^{-3} - 0,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} \frac{1 - 0,71}{1 - 0,86} =$$

$$= 5 \cdot 10^{-3} - 1,56 \cdot 10^{-3} = 3,44 \cdot 10^{-3};$$

$$D = (2,5 \cdot 10^{-3})^2 + 1,89 \cdot 10^{-3} \cdot 3,44 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 6,25 \cdot 10^{-6} + 6,5 \cdot 10^{-6} = 12,75 \cdot 10^{-6};$$

$$P_{\Sigma} = A \cdot B \cdot C \cdot D = 4,83 \cdot 10^{11} \cdot 65,1 \cdot 10^{-6} \cdot 18,1 \cdot 12,75 \cdot 10^{-6} = 7256 \text{ Н.}$$

Передаточное число диафрагменной пружины (формула (2.26)) будет:

$$i_{\text{л}} = \frac{D_{\text{с}} - D_i}{D_e - D_{\text{с}}} = \frac{205,72 - 96}{240 - 205,72} = 3,2.$$

Усилие при выключении сцепления, на основании формулы (2.27) получаем:

$$P_{\Sigma \text{ max}} = \frac{P_{\Sigma}}{i_{\text{л}}} = \frac{7256}{3,2} = 2268 \text{ Н.}$$

Проверяем давление на фрикционные накладки по формуле (2.6):

$$\begin{aligned} p_0 &= \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 7256}{3,14 \cdot 10^{-6} (240^2 - 160^2)} = \\ &= 288854 \text{ Па} = 0,29 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Допустимые давления на фрикционные накладки $[p_0] = 0,15\text{--}0,25$ МПа. Полученное значение превышает допустимое давление на фрикционные накладки $p_0 > [p_0]$.

Для обеспечения допустимого давления на фрикционные накладки изменяем конструктивные размеры диафрагменной пружины. Наибольшее влияние на усилие диафрагменной пружины оказывает ее конусность, поэтому изменяем размер h .

Уменьшаем высоту h , принимаем $h = 4,6$ мм, тогда

$$A = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1 - \mu^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{3(1 - 0,3^2)} = \frac{13,19 \cdot 10^{11}}{2,73} = 4,83 \cdot 10^{11};$$

$$B = \frac{\delta l_1}{D_e^2} = \frac{2,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6}}{0,24^2} = 65,1 \cdot 10^{-6};$$

$$C = \frac{\ln(\frac{1}{k_1})}{(1 - k_2)^2} = \frac{\ln(\frac{1}{0,71})}{(1 - 0,86)^2} = \frac{\ln 1,41}{0,019} = \frac{0,344}{0,019} = 18,1;$$

$$E = \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) = 4 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3} \frac{1 - 0,71}{1 - 0,86} =$$

$$= \left(4,6 - 1,5 \frac{0,29}{0,14} \right) 10^{-3} = (4,6 - 3,11) 10^{-3} = 1,49 \cdot 10^{-3};$$

$$F = \left(h - 0,5 l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) = \left(4,6 - 0,5 \cdot 1,5 \frac{1 - 0,71}{1 - 0,86} \right) 10^{-3} =$$

$$= (4,6 - 1,56) 10^{-3} = 3,04 \cdot 10^{-3};$$

$$D = (2,5 \cdot 10^{-3})^2 + 1,49 \cdot 10^{-3} \cdot 3,04 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 6,25 \cdot 10^{-6} + 4,53 \cdot 10^{-6} = 10,78 \cdot 10^{-6};$$

$$P_{\Sigma} = A \cdot B \cdot C \cdot D = 4,83 \cdot 10^{11} \cdot 65,1 \cdot 10^{-6} \cdot 18,1 \cdot 10,78 \cdot 10^{-6} = 6135 \text{ Н.}$$

Проверяем удельное давление:

$$p_0 = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6135}{3,14 \cdot 10^{-6} (240^2 - 160^2)} =$$

$$= 244228 \text{ Па} = 0,24 \text{ МПа.}$$

Полученное значение не превышает допустимое давление на фрикционные накладки $p_0 < [p_0]$.

Окончательно принимаем размеры диафрагменной пружины следующие:

$$D_e = D = 240 \text{ мм}; \quad \delta = 2,5 \text{ мм}; \quad h = 4,6 \text{ мм.}$$

Усилие при включении пружины составит

$$P_{\Sigma \max} = \frac{P_{\Sigma}}{i_{\text{л}}} = \frac{3135}{3,2} = 1917 \text{ Н.}$$

2.4. Расчет шлицев ведомого вала сцепления

Расчет шлицев ведомого вала сцепления заключается в определении напряжений смятия и среза и проверке условий прочности по допускаемым напряжениям.

Диаметр вала определяем по формуле (2.24):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_C}{0,2[\tau_{\text{кр}}]}}$$

где $[\tau_{\text{кр}}]$ – допускаемое касательное напряжение кручения, $[\tau_{\text{кр}}] = 25\text{--}30\text{ МПа}$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{372}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 41,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Предварительно принимаем диаметр вала $d = 42 \text{ мм}$.

По ГОСТ 1139–80 (табл. 2.4) выбираем стандартные размеры шлицев для ведомого вала, а именно: число зубьев $z_{\text{ш}} = 6$; внутренний диаметр шлицев $d_{\text{ш}} = 42 \text{ мм}$; наружный диаметр $D_{\text{ш}} = 46 \text{ мм}$; ширина зуба $b_{\text{ш}} = 8 \text{ мм}$.

Напряжение смятия шлицев определяем по формуле (2.29), принимая $l_{\text{СТ}} = 40 \text{ мм}$.

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см}} &= \frac{8M_C}{0,75(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2)l_{\text{СТ}} \cdot z_{\text{ш}}} = \\ &= \frac{8 \cdot 372}{0,75 \cdot 10^{-6}(46^2 - 42^2)0,04 \cdot 6} = 44,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 44,4 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Выбираем материал шлицев сталь 45, допускаемое напряжение на смятие составляет $[\sigma_{\text{см}}] = 210 \text{ МПа}$. Расчетное напряжение смятия меньше допускаемого, условие прочности выполняется.

$$\sigma_{\text{СМ}} \leq [\sigma_{\text{СМ}}].$$

Напряжение среза шлицев (2.30):

$$\tau_{\text{СР}} = \frac{4M_{\text{С}}}{d_{\text{Ш}} \cdot l_{\text{СТ}} \cdot b_{\text{Ш}} \cdot z_{\text{Ш}}}$$

где $b_{\text{Ш}}$ – ширина шлица, $b_{\text{Ш}} = 8$ мм.

$$\tau_{\text{СР}} = \frac{4M_{\text{С}}}{d_{\text{Ш}} \cdot l_{\text{СТ}} \cdot b_{\text{Ш}} \cdot z_{\text{Ш}}} = \frac{4 \cdot 372}{42 \cdot 40 \cdot 8 \cdot 10^{-9} \cdot 6} = 18,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 18,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение на срез для стали 45 составляет $[\tau_{\text{СР}}] = 85$ МПа. Полученное расчетное напряжение среза меньше допускаемого напряжения, условие прочности выполняется.

$$\tau_{\text{СР}} \leq [\tau_{\text{СР}}].$$

2.5. Расчет привода сцепления

Для легковых автомобилей используется, как правило, гидравлический привод сцепления, поэтому для сцепления автомобиля выбираем гидравлический привод.

Определяем максимальную величину усилия на педаль и полный ход педали сцепления и сравниваем эти величины с допускаемыми значениями. Для легковых автомобилей максимальное допустимое усилие на педаль сцепления составляет $[P_{\text{пед}}] = 150$ Нм, допустимый ход педали $[S_{\text{пед}}] = 160$ мм.

Общее передаточное число сцепления с диафрагменной пружиной зависит от геометрических размеров конструкции, диаметров гидроцилиндров и определяется по формуле (3.2):

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{пед}} \cdot i_{\text{в}} \cdot i_{\text{гп}} \cdot i_{\text{л}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{d_2^2}{d_1^2} \frac{e}{f}.$$

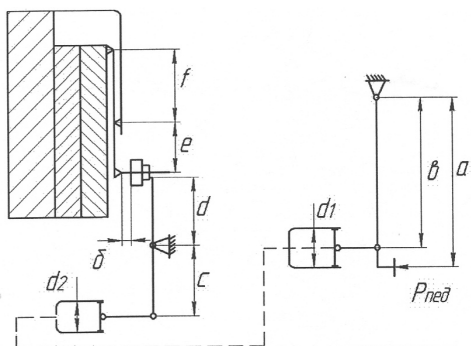


Рис. П.3.3. Схема гидравлического привода сцепления

Принимаем следующие значения: передаточное число вилки выключения сцепления i_b в соответствии с рекомендациями и параметрами существующих конструкций: $i_b = 2$; диаметры исполнительного и главного цилиндров гидропривода $d_1 = 22$ мм, $d_2 = 25$ мм.

Передаточное число гидропривода составит: $i_T = d_2^2 / d_1^2 = 625 / 484 = 1,3$.

Передаточное число диафрагменной пружины зависит от конструктивных размеров пружины (формула (2.26)) и составляет

$$i_L = \frac{D_C - D_i}{D_e - D_C} = 3,2.$$

Общее передаточное число приводов сцеплений существующих современных конструкций $i_{пр} = 25-45$, принимаем $i_{пр} = 40$.

Определяем передаточное число педали сцепления:

$$i_{пед} = \frac{i_{пр}}{i_b \cdot i_T \cdot i_L} = \frac{40}{2 \cdot 1,3 \cdot 3,2} = 4,8.$$

Определяем усилие на педаль по формуле (3.3):

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\Sigma \text{max}}}{i_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{пр}}},$$

где $P_{\text{пед}}$ – усилие на педаль, Н; $P_{\Sigma \text{max}}$ – усилие при выключении сцепления (определено при расчете диафрагменной пружины по формуле (вариант 2); $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода сцепления, принимаем $\eta_{\text{пр}} = 0,85$.

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\Sigma \text{max}}}{i_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{1917}{40 \cdot 0,85} = 56,38 \text{ Н.}$$

Сравниваем полученное значение с допускаемым значением, $P_{\text{пед}} < [P_{\text{пед}}]$, условие выполняется. Максимальная величина усилия на педаль для легковых автомобилей составляет $[P_{\text{пед}}] = 150 \text{ Н}$.

Определяем ход педали по формуле (3.2):

$$S_{\text{пед}} = S_{\text{СВ}} + S_{\text{р}} = \frac{\delta \cdot i_{\text{пр}}}{i_{\text{л}}} + \Delta S \cdot i_{\text{пр}}$$

где $S_{\text{пед}}$ – полный ход педали привода, м; $S_{\text{СВ}}$ – свободный ход педали, м; $S_{\text{р}}$ – рабочий ход педали, м; δ – зазор в механизме выключения для сцеплений с диафрагменной пружиной $\delta = 3,5\text{--}4 \text{ мм}$; ΔS – ход нажимного диска, для однодисковых сцеплений $\Delta S = 1,5\text{--}2 \text{ мм}$; $i_{\text{л}}$ – передаточное число лепестков диафрагменной пружины, $i_{\text{л}} = 3,2$.

Принимаем $\delta = 3,5 \text{ мм}$; $\Delta S = 1,5 \text{ мм}$, получаем:

$$S_{\text{пед}} = \frac{\delta \cdot i_{\text{пр}}}{i_{\text{л}}} + \Delta S \cdot i_{\text{пр}} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40}{3,2} + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40 = 103,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Допустимая величина перемещения педали для легковых автомобилей составляет не более $[S_{\text{пед}}] = 160 \text{ мм}$, полученное значение $S_{\text{пед}} < [S_{\text{пед}}]$, условие выполнено.

Краткая характеристика трансмиссий автомобилей

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ВАЗ-1111 «Ока»	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,269 м Число мест в салоне – 4 Снаряжённая масса, кг, 635 Размеры, м: длина 3,20 ширина 1,42 высота 1,40 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее поперечное Мощность – 21,5 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 44,1 Нм при 3400 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 4-ступенчатая; передаточные числа: I-3,70; II-2,06; III-1,27; IV-0,90; 3 X.-3,67 Главная передача цилиндрическая, косозубая; передаточное число – 4,54
ЗАЗ-11022 «Гаврия»	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,299 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 727 Размеры, м: длина 3,708 ширина 1,554 высота 1,410 Максимальная скорость, км/ч, 145	Расположение: переднее поперечное Мощность – 39,0 кВт при 5400 об/мин Крутящий момент – 80,4 Нм при 3300 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,454; II-2,056; III-1,333; IV-0,969; V-0,730; 3 X.-3,358 Главная передача цилиндрическая, косозубая; передаточное число – 3,875

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ВАЗ-2106	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,317 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1020 Размеры, м: длина 4,115 ширина 1,620 высота 1,443 Максимальная скорость, км/ч, 145	Расположение: переднее продольное Мощность – 55,7 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 116 Нм при 3400 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,67; II-2,10; III-1,36; IV-1,0; V-0,82; 3.X.-3,53 Главная передача гипоидная; передаточное число – 4,1
ВАЗ-2110	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,317 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1020 Размеры, м: длина 4,265 ширина 1,680 высота 1,420 Максимальная скорость, км/ч, 185	Расположение: переднее поперечное Мощность – 57,2 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 115,7 Нм при 3000 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,636; II-1,950; III-1,357; IV-0,941; V-0,784; 3.X.-3,500 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 3,70

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ГАЗ-3102 «Волга»	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,356 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1450 Размеры, м: длина 4,960 ширина 1,820 высота 1,476 Максимальная скорость, км/ч, 152	Расположение: переднее продольное Мощность – 75 кВт при 4500 об/мин Крутящий момент – 181,5 Нм при 2500 об/мин	Сцепление однодисковое с периферийными пружинами Коробка передач 4-ступенчатая; передаточные числа: I-3,50; II-2,36; III-1,45; IV-1,00; 3.X.-3,54 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,9
ГАЗ-31113	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,368 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1790 Размеры, м: длина 4,897 ширина 1,840 высота 1,472 Максимальная скорость, км/ч, 190	Расположение: переднее продольное Мощность – 97 кВт при 5200 об/мин Крутящий момент – 194 Нм при 4000 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая передаточные числа: I-3, 618 II-2,188; III-1,304; IV-1,000; V-0,794; 3.X.-3,280 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,9

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Шевроле «Нива»	Колёсная формула 4×4 Радиус качения колеса – 0,368 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1350 Размеры, м: длина 3,844 ширина 1,786 высота 1,652 Максимальная скорость, км/ч, 150	Расположение: переднее продольное Мощность – 58,5 кВт при 5000 об/мин Крутящий момент – 127,4 Нм при 4000 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,667; II-2,100; III-1,361; IV-1,000; V-0,758; 3.X.-3,526 Раздаточная коробка 2-ступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом; передаточные числа: высшая – 1,205; низшая – 2,127 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,9
УАЗ-3160	Колёсная формула 4×4 Радиус качения колеса – 0,399 м Число мест в салоне – 7 Снаряжённая масса, кг, 1910 Размеры, м: длина 4,240; ширина 1,828; высота 1,935 Максимальная скорость, км/ч, 130	Расположение: переднее продольное Мощность – 72,1 кВт при 4000 об/мин Крутящий момент – 209 Нм при 2300 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 4-ступенчатая; передаточные числа: I-3,78; II-2,60; III-1,55; IV-1,00; 3.X.-4,12 Раздаточная коробка 2-ступенчатая, передаточные числа: высшая – 1,00; низшая – 1,95 Главная передача коническая со спиральными зубьями; передаточное число – 4,625

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Mitsubishi Galant	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,39 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1300 Размеры, м: длина 4,630 ширина 1,740 высота 1,415 Максимальная скорость, км/ч, 200	Расположение: переднее поперечное Мощность – 98 кВт при 6000 об/мин Крутящий момент – 175 Нм при 4500 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,583; II-1,947; III-1,379; IV-1,030; V-0,820; 3.X.-3,363 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 3,722
BMW-346	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,36 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1400 Размеры, м: длина 4,471 ширина 1,739 высота 1,415 Максимальная скорость, км/ч, 220	Расположение: переднее продольное Мощность – 120 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 210 Нм при 3500 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-4,23; II-2,52; III-1,66; IV-1,22; V-1,00; 3.X.-4,04 Главная передача гипoidная; передаточное число – 3,38

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Land Rover Discovery	Колёсная формула 4×4 Радиус качения колеса – 0,382 м Число мест в салоне – 7 Снаряжённая масса, кг, 2150 Размеры, м: длина 4,705 ширина 1,885 высота 1,900 Максимальная скорость, км/ч, 150	Расположение: переднее продольное Мощность – 101,5 кВт при 4200 об/мин Крутящий момент – 300 Нм при 1950 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая передаточные числа: I-3,321; II-2,132; III-1,397; IV-1,000; V-0,732; 3.X.-3,536. Раздаточная коробка 2-ступенчатая; передаточные числа: высшая – 1,211; низшая – 3,320 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,538
Toyota Land Cruiser 100/105	Колёсная формула 4×4 Радиус качения колеса – 0,455 м Число мест в салоне – 7 Снаряжённая масса, кг 2500 Размеры, м: длина 4,890 ширина 1,940 высота 1,950 Максимальная скорость, км/ч, 160	Расположение: переднее продольное Мощность – 150 кВт при 3400 об/мин Крутящий момент – 430 Нм при 2300 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-4,081; II-2,294; III-1,490; IV-1,000; V-0,881; 3.X.-4,313 Раздаточная коробка 2-ступенчатая; передаточные числа: высшая-1,000; низшая-3,488 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,909

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ЗИЛ-3250 «Бычок»	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,399 м Пассажировместимость, чел, 21 Снаряжённая масса, кг, 5135 Размеры, м: длина 7,885 ширина 2,210 высота 2,800 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 100 кВт при 2500 об/мин Крутящий момент – 478 Нм при 1250 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-6,45; II-3,56; III-1,98; IV-1,28; V-1,00; 3.X.-6,15 Главная передача гипойдная; передаточное число – 3,273
КаВЗ-39765	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,463 м Пассажировместимость, чел, 22 Снаряжённая масса, кг, 5575 Размеры, м: длина 8,470 ширина 2,380 высота 3,030 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 92 кВт при 3200 об/мин Крутящий момент 294 Нм при 2300 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-6,555; II-3,933; III-2,376; IV-1,442; V-1,00; 3.X.-5,735 Главная передача гипойдная; передаточное число – 6,17

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ПАЗ-3205	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,463 м Пассажировместимость, чел, 42 Снаряжённая масса, кг, 4680 Размеры, м: длина 7,000 ширина 2,500 высота 2,960 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 96 кВт при 3200 об/мин Крутящий момент – 314 Нм при 2250 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 4-ступенчатая; передаточные числа: I-6,55; II-3,09; III-1,71; IV-1,00; 3.X.-7,77 Главная передача гипоидная; передаточное число – 6,17
«Родник-32301»	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,463 м Пассажировместимость, чел, 37 Снаряжённая масса, кг, 5900 Размеры, м: длина 7,185 ширина 2,500 высота 2,975 Максимальная скорость, км/ч, 130	Расположение: переднее продольное Мощность – 110 кВт при 3200 об/мин Крутящий момент 402 Нм при 1900 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-7,44; II-4,10; III-2,29; IV-1,47; V-1,00; 3.X.-7,09 Главная передача гипоидная; передаточное число – 6,33

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Citroën Jumpy	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,39 м Пассажировместимость, чел, 14 Снаряжённая масса, кг, 2425 Размеры, м: длина 5,505 ширина 1,998 высота 2,300 Максимальная скорость, км/ч, 150	Расположение: переднее поперечное Мощность – 63 кВт при 4350 об/мин Крутящий момент – 153 Нм при 2250 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,076; II-1,783; III-1,193; IV-0,902; V-0,733; 3.X.-3,154 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 6,250
Mercedes-Benz T1N Sprinter	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,382 м Пассажировместимость, чел, 14 Снаряжённая масса, кг, 2200 Размеры, м: длина 6,590 ширина 1,994 высота 2,550 Максимальная скорость, км/ч, 160	Расположение: переднее продольное Мощность – 80 кВт при 3800 об/мин Крутящий момент – 270 Нм при 2000 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-5,05; II-2,60; III-1,52; IV-1,00; V-0,78; 3.X.-4,76 Главная передача гипoidная; передаточное число – 4,857

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Volvo B10M	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,56 м Пассажировместимость, чел, 47 Снаряжённая масса, кг, 11 530 Размеры, м: длина 11,991 ширина 2,500 высота 3,250 Максимальная скорость, км/ч, 160	Расположение: продольное в базе. Мощность – 180 кВт при 2000 об/мин Крутящий момент – 1050 Нм при 1250 об/мин	Сцепление 2-дисковое с периферийными пружинами Коробка передач 6-ступенчатая; передаточные числа: I-7,72; II-4,42; III-2,85; IV-1,91; V-1,30; VI-1,00; 3.X.-7,09 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,56
MAZ-152	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,529 м Пассажировместимость, чел, 47 Снаряжённая масса, кг, 13 910 Размеры, м: длина 11,985 ширина 2,500 высота 3,323 Максимальная скорость, км/ч, 150	Расположение: заднее продольное Мощность – 169 кВт при 2100 об/мин Крутящий момент – 882 Нм при 1350 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-5,22; II-2,90; III-1,52; IV-1,00; V-0,71; 3.X.-5,22 Главная передача двойная разнесённая; конический редуктор и планетарные конические передачи; передаточное число – 5,49

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ВИС-2345	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,317 м Число мест в кабине – 2 Грузоподъёмность, т, 0,75 Снаряжённая масса, кг, 1040 Размеры, м длина 4,308 ширина 1,660 высота 1,700 Максимальная скорость, км/ч, 140	Расположение: переднее продольное Мощность – 52,5 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 110 Нм при 3400 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,667; II-2,100; III-1,361; IV-1,000; V-0,818; 3.X.-3,526 Главная передача гипoidная; передаточное число – 4,300
ИЖ-2717	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,308 м Число мест в кабине – 2 Грузоподъёмность, т, 0,65 Снаряжённая масса, кг, 1100 Размеры, м: длина 4,400 ширина 1,677 высота 1,740 Максимальная скорость, км/ч, 145	Расположение: переднее продольное Мощность – 54,8 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 120 Нм при 3000 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,190; II-1,864; III-1,329; IV-1,000; V-0,806; 3.X.-4,253 Главная передача гипoidная; передаточное число – 4,22

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ВИС-2346	Колёсная формула 4×4 Радиус качения колеса – 0,317 м Число мест в кабине – 2 Грузоподъёмность, т, 0,72 Снаряжённая масса, кг, 1230 Размеры, м длина 4,440 ширина 1,660 высота 1,900 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 58 кВт при 5200 об/мин Крутящий момент – 130 Нм при 3400 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая, передаточные числа: I-3,667; II-2,100; III-1,361; IV-1,000; V-0,819; 3.X-3,526 Раздаточная коробка 2-ступенчатая с межосевым дифференциалом, передаточные числа: высшая – 1,200; низшая – 2,135. Главная передача гипоидная; передаточное число – 4,100
УАЗ-3303	Колёсная формула 4×4 Радиус качения колеса – 0,376 м Число мест в кабине – 2 Грузоподъёмность, т, 1 Снаряжённая масса, кг, 1650 Размеры, м длина 4,460 ширина 1,965 высота 2,660 Максимальная скорость, км/ч, 100	Расположение: переднее продольное Мощность – 55,9 кВт при 4000 об/мин Крутящий момент – 159,8 Нм при 2300 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая, передаточные числа: I-3,78; II-2,60; III-1,55; IV-1,00; V-0,82; 3.X-4,12 Раздаточная коробка 2-ступенчатая, с отключением переднего моста, передаточные числа: высшая – 1,00; низшая – 1,94. Главная передача коническая; передаточное число – 4,111

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
ГАЗ-3307	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,463 м Число мест в кабине – 2 Грузоподъёмность, т, 4 Снаряжённая масса, кг, 3770 Размеры, м длина 6,330 ширина 2,380 высота 2,350 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 87,5 кВт при 3200 об/мин Крутящий момент – 274,7 Нм при 2250 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-6,555; II-3,933; III-2,376; IV-1,442; V-1,000; 3.X-5,735 Главная передача гипоидная; передаточное число – 6,170
ЗИЛ-4331	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,48 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 7 Снаряжённая масса, кг, 4980 Размеры, м: длина 7,610 ширина 2,500 высота 2,700 Максимальная скорость, км/ч, 110	Расположение: переднее продольное Мощность – 110 кВт при 3200 об/мин Крутящий момент – 402 Нм при 1900 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-7,18; II-4,00; III-2,40; IV-1,38; V-1,00; 3.X-6,45 Главная передача гипоидная; передаточное число – 6,33

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
КамАЗ-55111-02	Колёсная формула 6×4 Радиус качения колеса – 0,48 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 20 Снаряжённая масса, кг, 9050 Размеры, м длина 6,680 ширина 2,500 высота 2,740 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 169 кВт при 2200 об/мин Крутящий момент – 814 Нм при 1400 об/мин	Сцепление 2-дисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 10-ступенчатая с делителем; передаточные числа: (низшая): I-7,82; II-4,03; III-2,50; IV-1,53; V-1,00; 3.X-7,38. (высшая): I-6,38; II-3,29; III-2,04; IV-1,25; V-1,00; 3.X-6,02 Главная передача двойная, центральная; передаточное число – 5,43
«Урал-4320»	Колёсная формула 6×6 Радиус качения колеса – 0,576 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 7,5 Снаряжённая масса, кг, 8715 Размеры, м длина 7,865 ширина 2,500 высота 2,805 Максимальная скорость, км/ч, 110	Расположение: переднее продольное Мощность: 176 кВт при 2100 об/мин Крутящий момент – 883 Нм при 1350 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-5,22; II-2,90; III-1,52; IV-1,00; V-0,66; 3.X-5,22 Раздаточная коробка 2-ступенчатая передаточные числа: высшая – 1,200; низшая – 2,135 Главная передача двойная, коническо-цилиндрическая; передаточное число – 6,70

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Ford Transit	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,39 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 1,4 Снаряжённая масса, кг, 2012 Размеры, м длина 5,304 ширина 1,974 высота 2,314 Максимальная скорость, км/ч, 140	Расположение: переднее продольное Мощность – 92 кВт при 3800 об/мин Крутящий момент – 285 Нм при 2300 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,87; II-2,08; III-1,36; IV-1,00; V-0,76; 3.X-3,49 Главная передача гипоидная; передаточное число – 4,55
Hyundai H-1	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,39 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 1,2 Снаряжённая масса, кг, 1836 Размеры, м: длина 5,053 ширина 1,820 высота 1,970 Максимальная скорость, км/ч, 145	Расположение: переднее продольное Мощность – 99 кВт при 5500 об/мин Крутящий момент – 191 Нм при 2500 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,986; II-2,155; III-1,414; IV-1,000; V-0,813; 3.X-3,814 Главная передача гипоидная; передаточное число – 4,222

Продолжение прил. 4

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Hyundai H-1	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,39 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 1,2 Снаряжённая масса, кг, 1836 Размеры, м: длина 5,053 ширина 1,820 высота 1,970 Максимальная скорость, км/ч, 145	Расположение: переднее продольное Мощность – 99 кВт при 5500 об/мин Крутящий момент – 191 Нм при 2500 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,986; II-2,155; III-1,414; IV-1,000; V-0,813; 3.X.-3,814 Главная передача гипоидная; передаточное число – 4,222
IVECO Daily	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,373 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 1,5 Снаряжённая масса, кг, 1670 Размеры, м: длина 5,305 ширина 2,130 высота 2,955 Максимальная скорость, км/ч, 120	Расположение: переднее продольное Мощность – 92 кВт при 3600 об/мин Крутящий момент – 290 Нм при 1800 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-5,00; II-2,62; III-1,54; IV-1,00; V-0,78; 3.X.-4,58 Главная передача гипоидная; передаточное число – 4,44

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Mersedes-Benz T0 Vito	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,399 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 1 Снаряжённая масса, кг, 1708 Размеры, м: длина 4,660 ширина 1,870 высота 1,889 Максимальная скорость, км/ч, 145	Расположение: переднее поперечное Мощность – 105 кВт при 5000 об/мин Крутящий момент – 215 Нм при 3500 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-4,250; II-2,348; III-1,458; IV-1,026; V-0,813; 3.X.-3,814 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 4,3
MAZ-551605	Колёсная формула 6×4 Радиус качения колеса – 0,519 м Число мест в кабине – 2 Грузоподъёмность, т, 12 Снаряжённая масса, кг, 12700 Размеры, м: длина 8,000 ширина 2,500 высота 3,200 Максимальная скорость, км/ч, 110	Расположение: переднее продольное Мощность 233 кВт при 2100 об/мин Крутящий момент – 1275 Нм при 1300 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 8-ступенчатая; передаточные числа: I-7,30; II-4,86; III-3,50; IV-2,48; V-2,09; VI-1,39; VII-1,00; VIII-0,71; 3.X. I-10,46; 3.X. II-99 Главная передача двойная, разнесённая, с коническим редуктором и колёсными передачами; передаточное число – 3,86

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Mercedes-Benz LKN Atego	Колёсная формула 4×2 Радиус качения колеса – 0,385 м Число мест в кабине – 3 Грузоподъёмность, т, 6 Снаряжённая масса, кг, 4500 Размеры, м: длина 7,020 ширина 2,550 высота 2,580 Максимальная скорость, км/ч, 110	Расположение: переднее поперечное Мощность – 130 кВт при 2200 об/мин Крутящий момент – 675 Нм при 1400 об/мин	Сцепление однодисковое, с периферийными пружинами Коробка передач 6-ступенчатая; передаточные числа: I-9,20; II-5,23; III-3,14; IV-2,03; V-1,37; VI-1,00; 3.X.-8,56 Главная передача гипоидная; передаточное число – 5,857
Ford Focus	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,36 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1250 Размеры, м: длина 4,382 ширина 1,702 высота 1,440 Максимальная скорость, км/ч, 160	Расположение: переднее поперечное Мощность – 76 кВт при 5500 об/мин Крутящий момент – 156 Нм при 4000 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,154; II-1,926; III-1,281; IV-0,951; V-0,756; 3.X.-3,615 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 4,059

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Toyota Corolla	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,39 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1220 Размеры, м: длина 4,385 ширина 1,710 высота 1,470 Максимальная скорость, км/ч, 190	Расположение: переднее поперечное Мощность – 81 кВт при 6000 об/мин Крутящий момент – 157 Нм при 4400 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,545; II-1,904; III-1,310; IV-0,969; V-0,815; 3.X.-3,250 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 4,312
Volkswagen Phaeton	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,44 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 2200 Размеры, м длина 5,055 ширина 1,903, высота 1,450 Максимальная скорость, км/ч, 250	Расположение: переднее продольное Мощность – 177 кВт при 6200 об/мин Крутящий момент – 315 Нм при 2400 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 6-ступенчатая; передаточные числа: I-3,750; II-2,188; III-1,522; IV-1,185; V-0,970; VI-0,829; 3.X.-3,455 Главная передача гипоидная; передаточное число – 3,845

Автомобиль	Трансмиссия	Трансмиссия	Трансмиссия
Toyota Camry	Колёсная формула 2×4 Радиус качения колеса – 0,39 м Число мест в салоне – 5 Снаряжённая масса, кг, 1500 Размеры, м: длина 4,815 ширина 1,795, высота 1,500 Максимальная скорость, км/ч, 190	Расположение: переднее поперечное Мощность – 112 кВт при 5600 об/мин Крутящий момент – 218 Нм при 4000 об/мин	Сцепление однодисковое, с диафрагменной пружиной Коробка передач 5-ступенчатая; передаточные числа: I-3,538; II-2,045; III-1,323; IV-1,028; V-0,820; 3.X.-3,583 Главная передача цилиндрическая косозубая; передаточное число – 3,944

Учебное издание

*Эдуард Исаакович Удлер
Нина Николаевна Шевченко
Владимир Рувинович Фукс*

АВТОМОБИЛИ. КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Учебно-методическое пособие

Редактор Г.Г. Семухина
Технический редактор Н.В. Удлер

Подписано в печать 24.06.2014.
Формат 60×84/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.
Усл. печ. л. 7,44. Уч.-изд. л. 6,74. Тираж 150 экз. Зак. № 220.

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.
Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.
634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15.