

**АВТОМОБИЛЬ .
АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ,
ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА**



ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ



АВТОМОБИЛЬ. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ, ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА

Методические разработки по выполнению курсовой работы
для студентов 3, 4 курсов дневного и заочного отделений
специальностей 190601 «Автомобили и автомобильное
хозяйство» и 3 курса специальности 190702 «Организация
и безопасность дорожного движения»



УДК 629.017(0,75.85)
ББК 033-04я73
М474

Рецензенты:

**КАНДИДАТ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК,
СТАРШИЙ НАУЧНЫЙ СОТРУДНИК ВИИТИН
Г.Н. ЕРОХИН**

Кандидат технических наук, доцент
А.И. Попов

Составители:

В.М. Мелисаров, А.В. Брусенков, П.П. Беспалько

М474 Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета : методические разработки / В.М. Мелисаров, А.В. Брусенков, П.П. Беспалько. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 84 с. – 100 экз.

Дана методика расчета по выполнению курсовой работы по теме «Рабочие процессы и расчеты агрегатов автомобилей (сцепление)».

Предназначены для студентов 3, 4 курсов дневного и заочного отделений специальности 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство» и 3 курса специальности 190702 «Организация и безопасность дорожного движения».

УДК 629.017(0,75.8)
ББК 033-04я73

© ГОУ ВПО «Тамбовский государственный
технический университет» (ТГТУ), 2008

Учебное издание

Автомобиль
**АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ,
ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА**

Методические разработки

Составители:

МЕЛИСАРОВ Валерий Михайлович,
БРУСЕНКОВ Алексей Владимирович,
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович

Редактор З.Г. Чернова
Компьютерное макетирование Е.В. Короблевой

Подписано в печать 3.03.08
Формат 60 × 84/16. 4,88 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 90

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Перед автомобильной промышленностью и автомобильным транспортом поставлены задачи совершенствования конструкций транспортных средств, повышения их производительности, снижения эксплуатационных затрат, повышения надежности и всех видов безопасности.

Задача выполнения курсовой работы «Анализ конструкций и элементы расчета» – выявить знания и навыки по анализу и оценке конструкций различных автомобилей и их механизмов, а также по определению нагрузок в этих механизмах.

За основу расчетов приняты различные конструкции сцеплений современных автомобилей. При выполнении курсовой работы студенты должны ознакомиться с конструктивными особенностями различных типов сцеплений и их приводов и дать оценку параметров конструкций и рабочих процессов с позиции [1].

Реализация функциональных свойств сцепления рассмотрены в требованиях [2], формирование эксплуатационных свойств сцепления автомобиля – в [3].

Оценка сцепления проводится для: включенного состояния; процесса выключения и процесса включения.

Курсовую работу следует выполнять согласно методике, изложенной в настоящей работе, а также в литературе, приведенной в конце методических указаний [4].

В приложении приведены варианты заданий П1, и справочные данные по сцеплениям автомобилей отечественных автомобилей П2 – П5. Выполнение конструктивной части проекта предусматривает, по указанию преподавателя, модернизацию отдельных узлов автомобиля:

- 1) замену периферийных нажимных пружин на диафрагменные;
- 2) замену диафрагменных пружин на периферийные;
- 3) введение упругих элементов в ведомый диск или изменение их конструкций;
- 4) изменение конструкции демпфера сухого трения;
- 5) изменение конструкции отжимных рычагов;
- 6) изменение конструкции элементов, связывающих нажимной диск и кожух;
- 7) изменение конструкции механизма отвода среднего диска (для двухдискового сцепления).

Курсовая работа состоит из двух взаимосвязанных частей. Содержание первой части курсовой работы «Рабочие процессы и основы расчета автомобиля» включает оценку параметров конструкции заданного механизма, анализ рабочих процессов и влияния их на формирование свойств автомобиля.

Вторая часть должна представлять собой исследование последствий, внесенных в конструкцию автомобиля изменений, выполненных в первой части.

Подлежат расчету все единичные и обобщенные показатели того эксплуатационного свойства, которое имеет прямую связь с рабочим процессом механизма автомобиля, исследованного в первой части.

Расчеты проводятся любыми методами (графическим, аналитическим, на ЭВМ).

Анализ степени влияния внесенных в конструкцию автомобиля изменений на показатели эксплуатационных свойств должны иметь количественный и доказательный характер.

МЕТОДИКА РАСЧЕТОВ

1. ВКЛЮЧЕННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ

1.1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА СЦЕПЛЕНИЯ

1.1.1. Наружный и внутренний диаметры ведомого диска:

$$D = 2,5^3 \sqrt{\frac{\beta M_{\text{к max}}}{\pi p_0 \mu i}}; \quad d = 0,6D,$$

где $M_{\text{к max}}$ – максимальный момент двигателя, Н·м (прил. П1); β – коэффициент запаса сцепления в зависимости от типа сцепления автомобиля (для легковых автомобилей $\beta = 1,2 \dots 1,75$; для грузовых автомобилей $\beta = 1,5 \dots 2,2$; для автомобилей повышенной и высокой проходимости $\beta = 1,8 \dots 3,0$); μ – расчетный коэффициент трения, зависящий от параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления и температуры ($\mu = 0,22 \dots 0,3$); p_0 – давление на фрикционные накладки $p_0 = 0,15 \dots 0,25$ МПа (меньшие значения $p_0 \leq 0,2$ имеют сцепления грузовых автомобилей); i – число поверхностей пар трения (для однодискового сцепления $i = 2$, для двухдискового $i = 4$).

Полученные размеры D и d уточняются по ГОСТ 1787–80.

Наружный и внутренний диаметры рассчитываются в том случае, если производится проектировочный расчет и эти параметры неизвестны. Для случая расчета по заданиям (прил. П1) размеры ведомого диска берутся из справочной табл. (прил. П2).

1.1.2. Момент, передаваемый сцеплением (рис. 1):

$$M_c = M_{\text{к max}} \beta = P_{\text{пр}} \mu R_{\text{ср}} i,$$

где $R_{\text{ср}} = \frac{R + r}{2}$.

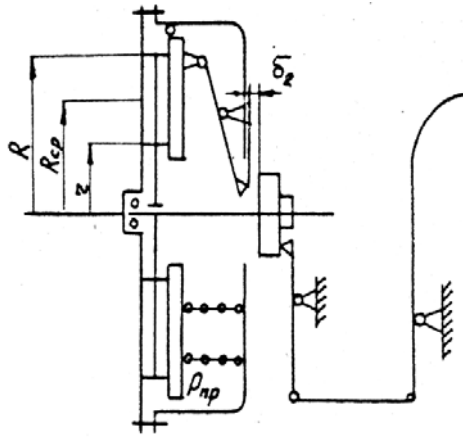


Рис. 1. Схема привода сцепления

Потребное усилие пружин определяется из выражения

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{к max}} \beta}{\mu R_{\text{ср}} i}$$

1.1.3. Расчет параметров цилиндрических пружин.

Усилие, создаваемое одной пружиной:

$$P'_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{z}$$

Число пружин z должно быть кратным числу рычагов (прил. П2), а усилие одной пружины не должно превышать 800 Н.

Диаметр проволоки

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{8D_{\text{пр}} P'_{\text{пр.вык}}}{\pi [\tau]}}$$

где $P'_{\text{пр.вык}} = (1,1 \dots 1,2) P'_{\text{пр}}$ – усилие пружины во выключенном состоянии; $D_{\text{пр}}$ – средний диаметр витка (см. прил. 2); $[\tau]$ – допустимое напряжение для сталей 65Г, 85Г, $[\tau] = 700 \dots 900$ МПа.

Число рабочих витков пружины

$$\Pi_{\text{р}} = \frac{G d_{\text{пр}}^4 \Delta f}{D_{\text{пр}}^3 P'_{\text{пр.вык}}}$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости; $\Delta f = (\delta i + \delta_1)$ – дополнительная деформация пружины при включении сцепления.

Зазор между поверхностями трения δ при выключенном сцеплении равен 0,75...1 мм однодискового сцепления и 0,5...0,75 мм – для двухдискового. Деформация ведомого диска при включенном сцеплении δ_1 составляет 1...1,5 мм для упругого диска и 0,15...0,25 мм – для неупругого.

Полное число витков пружины

$$\Pi_{\text{п}} = \Pi_{\text{р}} + 1,2 \dots 2 \text{ витка.}$$

Деформация пружины при включенном сцеплении

$$f_1 = \frac{8 P'_{\text{пр}} D_{\text{пр}}^3 \Pi_{\text{р}}}{G d_{\text{пр}}^4}$$

Жесткость пружины

$$C = \frac{P'_{\text{пр}}}{f_1} = \frac{G d_{\text{пр}}^4}{8 D_{\text{пр}}^3 \Pi_{\text{р}}}$$

У легковых автомобилей $C = 30 \dots 40$ Н/мм, у грузовых $C = 20 \dots 40$ Н/мм.

В результате расчетов строится упругая характеристика пружины.

На рис. 2 представлена упругая характеристика пружин сцепления автомобиля, имеющего $M_{\text{к max}} = 402$ Нм. Параметры сцепления следующие: $\beta = 2,15$; $D = 342$ мм; $d = 186$ мм; $z = 16$; $\delta = 0,9$ мм; $\delta_1 = 0,2$ мм; $i = 2$; $D_{\text{пр}} = 25$ мм; $P'_{\text{пр.вык}} = 1,1$; $P'_{\text{пр}} \dots [\tau] 800$ МПа.

1.1.4. Расчет двойных пружин.

Результирующее усилие двойной пружины

$$P'_{пр} = P_1 + P_2.$$

Принимается допущение об одинаковых деформациях ($f_1 = f_2 = f$) и напряжениях ($\tau_{max1} = \tau_{max2}$) в обеих пружинах. Из этого допущения вытекает условие для подбора параметров внешней и внутренней пружины:

$$\frac{D_{пр1}^2 \Pi_p}{d_{пр1}} = \frac{D_{пр2}^2 \Pi_p}{d_{пр2}}.$$

Задавшись конструктивными значениями $D_{пр1}$ и $D_{пр2}$ и варьируя значениями $n_{п1}$; $n_{п2}$; $d_{пр1}$; $d_{пр2}$, можно подобрать параметры двойной пружины.

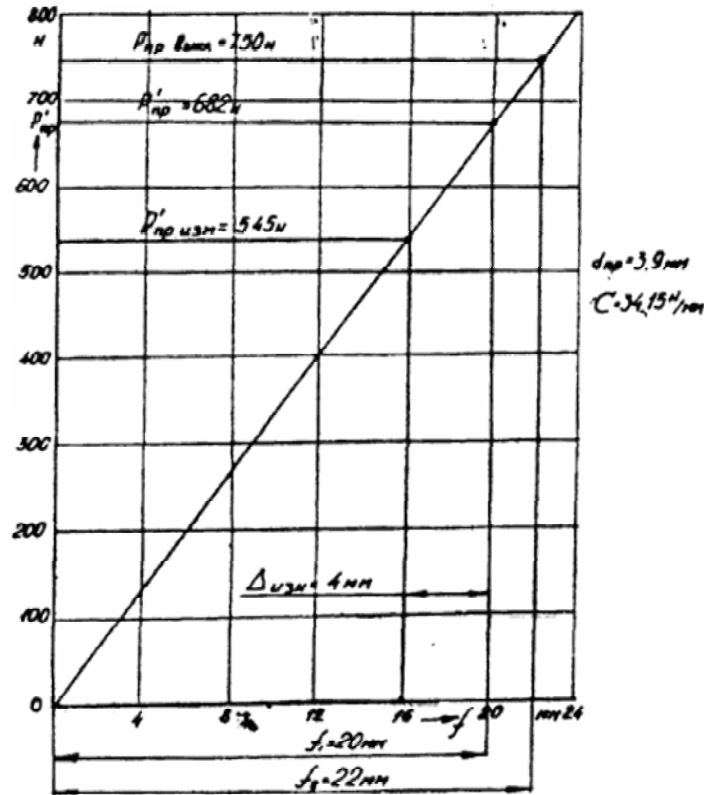


Рис. 2. Упругая характеристика цилиндрической пружины

Параметры пружин сцепления автомобиля ГАЗ-24:

усилие одной пружины, Н	260	220
средний диаметр, мм	28,5	21,5
диаметр проволоки, мм	3	
жесткость, Н/мм	6,2	10,7

1.1.5. Расчет диафрагменной пружины.

Расчетная схема для определения параметров пружины приведена на рис. 3.

Расчеты ведутся в предположении недеформированности сечения пружины. Усилие пружины

$$P_{пр} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f}{2} \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right],$$

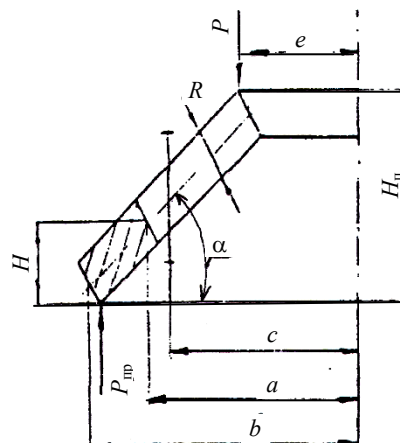


Рис. 3. Расчетная схема параметров пружины

где $E' = \frac{E}{1-\mu^2}$ ($E \approx 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,26$); f – деформация пружины в месте приложения силы $P_{пр}$; $H_{п}$ – полная высота пружины, мм; α – угол подъема пружины, град.

$$\alpha = \frac{H_{п}}{b-e}$$

Размер a согласно рис. 3 снимается после построения общего вида сцепления.

Параметры пружины находятся в пределах:

$h = 2,0...2,5$ мм – для легковых автомобилей;

$h = 3,0...5$ мм – для грузовых автомобилей;

$H/h = 1,5...2,0$; $b/c = 1,2...1,5$; $b/e = 2,5$; $b/h = 75...100$; $b = h80$, число лепестков $n = 8...20$.

При известных геометрических параметрах пружины, последовательно задавая деформацию f (с интервалом через 2 мм), рассчитывают соответствующие значения $P_{пр}$. По результатам расчетов строится упругая характеристика пружины и по заданным параметрам двигателя и сцепления определяется погребная деформация пружины во включенном f_1 и выключенном f_2 состоянии.

На рис. 4 представлена упругая характеристика пружины, имеющая следующие геометрические размеры:

$b = 100$ мм; $a = 75,5$ мм; $c = 72$ мм; $e = 25$ мм; $H_{п} = 9$ мм; $H = 4,5$ мм; $h = 2,2$ мм; $n = 18$.

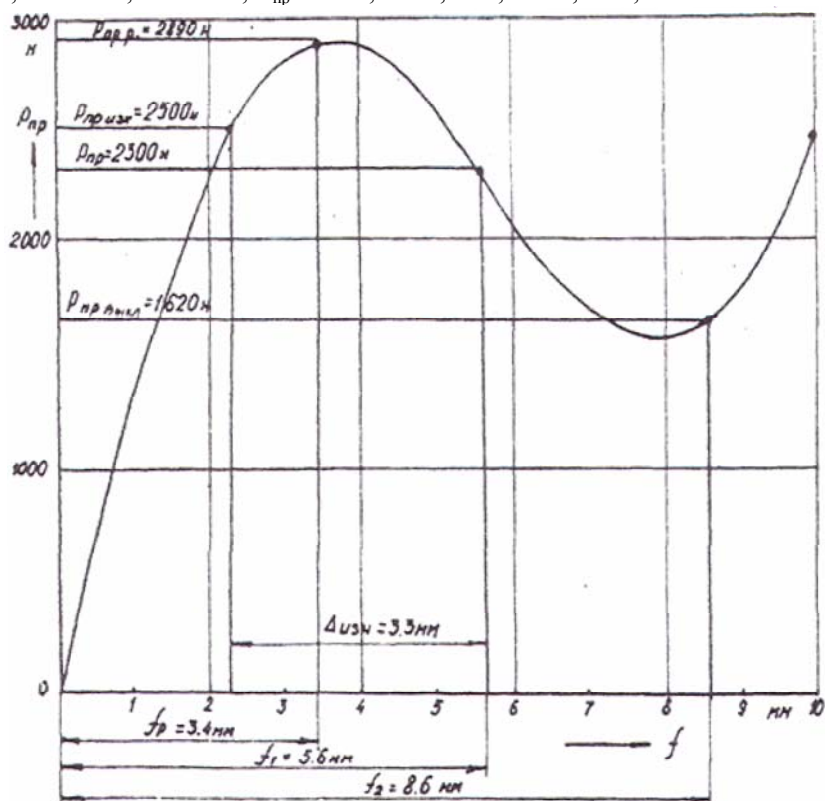


Рис. 4. Упругая характеристика диафрагменной пружины

Данная пружина установлена в сцеплении, имеющем следующие параметры: $D = 200$ мм; $d = 142$ мм; $\delta = 1$ мм; $\delta_1 = 1$ мм; $\beta = 1,4$. Максимальный крутящий момент двигателя $M_{к max} = 89,3$ Н · м. Для обеспечения потребного усилия пружины во включенном состоянии сцепления в соответствии с графиком (рис. 4) необходима предварительная деформация пружины $f_1 = 5,6$ мм. Деформация пружины при выключенном сцеплении $f_2 = 8,6$ мм.

1.1.6. Гаситель крутильных колебаний.

Расчет гасителя крутильных колебаний связан с решением сложной задачи колебаний трансмиссии. Поэтому в объеме курсового проекта можно ограничиться приближенным подбором его на основании априорного анализа существующих конструкций.

Конструктивные параметры можно задавать следующие:

число пружин $z_r = 6...8$;

диаметр проволоки $d_{пр,r} = 3...4$ мм;

средний диаметр витка $D_{пр,r} = 16...18$ мм;

полное число витков $n_{пр} = 5...6$;

жесткость пружин $C_r = 100...300$ Н/мм;

момент трения фрикционных элементов $M_{пр} = 20...100$ Н · м.

Момент предварительной затяжки пружин

$$M_{\text{пр}} = (0,15 \dots 0,2) M_{\text{кmax}} .$$

Усилие, сжимающее одну пружину:

$$P'_{\text{г.пр}} = \frac{(0,2 \dots 1,3) M_{\text{кmax}} \beta}{m r z_r} ,$$

где r – радиус приложения усилий к пружине; m – число ведомых дисков.

1.2. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ

1.2.1. Износостойкость фрикционных накладок.

Расчеты на износостойкость рабочих поверхностей производятся условно. Непосредственно определяется на износ ряд косвенных показателей напряженности работы пары трения, таких, как давление на рабочей поверхности, удельная работа трения и повышение температуры за одно включение сцепления.

Во включенном состоянии сцепления из перечисленных показателей определяется давление на рабочей поверхности при действии расчетной нагрузки:

$$P_0 = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)} ,$$

где $P_0 = 0,15 \dots 0,25$ КПа, причем меньшие значения имеют сцепления грузовых автомобилей.

1.2.2. Функциональная надежность.

В сцеплении функциональная надежность оценивается изменением коэффициента запаса β в результате уменьшения деформации пружины во включенном состоянии за счет износа фрикционных накладок.

Толщина фрикционных накладок $t_{\text{н}} = 3 \dots 5$ мм. Полный износ для приклепываемых накладок составляет $0,5 t_{\text{н}}$, а для приклеиваемых – $1,0 t_{\text{н}}$.

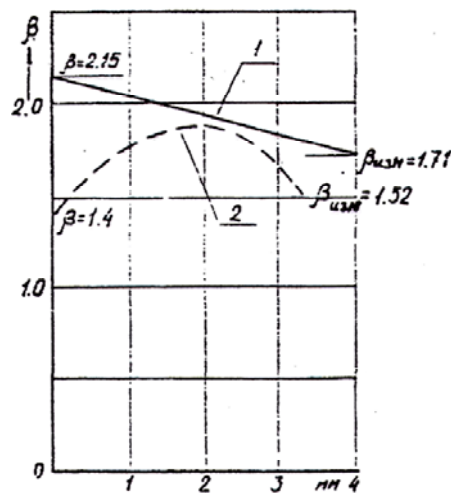


Рис. 5. График зависимости коэффициента запаса сцепления от суммарного износа накладок

Коэффициент запаса после износа

$$\beta_{\text{изн}} = \beta \frac{P'_{\text{пр.изн}}}{P_{\text{пр}}} .$$

$P'_{\text{пр.изн}}$ – максимальное нажимное усилие на ведомый диск (рис. 4).

Значения усилий пружины при износе могут быть определены как аналитически, так и графически с использованием упругой характеристики пружины.

На рис. 5 представлены графики зависимости коэффициента запаса сцепления от суммарного износа накладок (для приклепываемых накладок полный суммарный износ $\Delta_{\text{изн}} = 0,5(t_{\text{н}}^i)$).

На рис. 5 позиция 1 соответствует сцеплению с цилиндрическими периферийными пружинами (упругая характеристика пружины приведена на рис. 2) с приклепанными накладками толщиной $t_{\text{н}} = 4$ мм; позиция 2 – сцеплению с диафрагменной пружиной (упругая характеристика приведена на рис. 4) с приклепанными накладками толщиной $t_{\text{н}} = 3,3$ мм.

1.2.3. Статическая прочность.

1. Цилиндрические нажимные пружины рассчитываются на кручение в выключенном состоянии сцепления:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{8P'_{\text{пр.вык}} D_{\text{пр.г}}}{\pi d_{\text{пр.г}}^3} .$$

Пружины гасителя крутильных колебаний рассчитываются на кручение с учетом кривизны витка

$$\tau_{\max} = \frac{8P'_{\text{пр. вык}} D_{\text{пр.р}}}{\pi d_{\text{пр.р}}^3} K,$$

где K – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины:

$$K = \frac{4c-1}{4(c-1)} + \frac{0,615}{C}; \quad C = \frac{D_{\text{пр.р}}}{d_{\text{пр.р}}} = 4 \dots 4,5.$$

Допустимое напряжение $[\tau] = 700 \dots 900$ МПа.

2. Диафрагменная пружина рассчитывается на эквивалентное напряжение в основании лепестка в выключенном состоянии сцепления при плоском положении пружины.

По теории максимальных касательных напряжений эквивалентное напряжение σ_3 состоит из нормальных напряжений в окружном направлении σ_t и напряжении изгиба $\sigma_{\text{и}}$:

$$\sigma_3 = \sigma_{\text{и}} + \sigma_t = \frac{P}{h^2 \eta} + \frac{E'(d-a)\alpha^2 + h\alpha}{2a},$$

где η – коэффициент полноты лепестка; $\eta = S_{\text{л}} n / [\pi(a+e)]$; n – число лепестков; $S_{\text{л}}$ – ширина лепестка на радиусе $0,5(a+e)$; a, b, c, e – геометрические размеры пружины, мм (согласно рис. 3 геометрические размеры снимаются с общего вида сцепления после его построения); причем,

$$d = \frac{(b-a)}{\ln \frac{b}{a}}; \quad P = P_{\text{пр}} \frac{b-c}{c-e}.$$

Полученное напряжение σ_3 сравнивается с пределом текучести материала при растяжении. Для стали 60С2А $\sigma_t = 1400$ МПа.

Для диафрагменной пружины, упругая характеристика которой представлена на рис. 4, плоскому расчетному состоянию пружины соответствует деформация $f = H - 0,5h = 3,4$ мм и усилие пружины $P_{\text{пр}} = 2890$ Н. Соответственно усилие, приложенное к концам лепестков, $P = 1720$ Н. Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 = \sigma_{\text{и}} + \sigma_t = 635,7 + 579,8 = 1215,5 \text{ МПа.}$$

3. Рычаг выключения рассчитывается на изгиб:

$$\sigma = \frac{P_{\text{пр. вык}} l}{enW_{\text{и}}},$$

где $P_{\text{пр. вык}}$ – усилие пружин при выключении; e – расстояние от точки приложения силы до центра опоры; n – число рычагов выключения; l – расстояние от точки приложения силы до опасного сечения (согласно рис. 6 все размеры снимаются с общего вида); $W_{\text{и}}$ – момент сопротивления изгибу в опасном сечении.

В зависимости от диаметра первичного вала коробки передач выбираются размеры подшипника; исходя из его размеров

(прил. 4), определяется момент сопротивления при изгибе:

$$W_{\text{и}} = \frac{0,098(D^4 - d^4)}{d}.$$

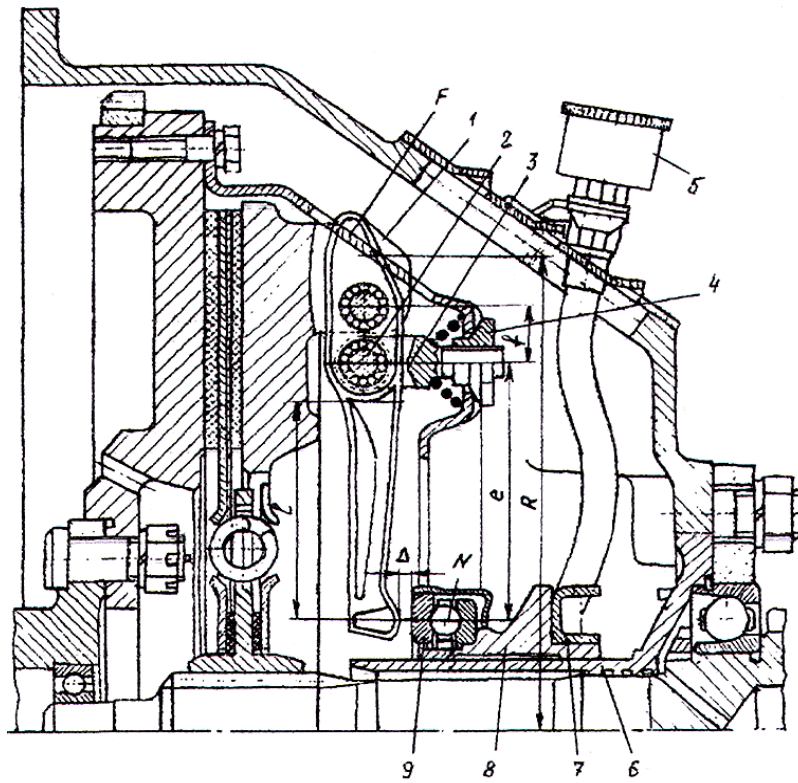


Рис. 6. Схема для расчета рычага выключения:

1 – проушина; 2 – ось; 3 – опорная вилка; 4 – регулировочная гайка;

5 – колпачковая масленка; 6 – передняя крышка коробки передач; 7 – вилка выключения; 8 – муфта выключения сцепления; 9 – упорный шарикоподшипник

Напряжение изгиба $\sigma_{и}$ не должно превышать:

- для сталей – 140...160 МПа,
- для ковких чугунов – 60...80 МПа.

4. Шлицы ступицы ведомого диска рассчитываются на сжатие и срез.

Напряжение сжатия

$$\sigma_c = \frac{P}{F - \alpha},$$

где

$$F = \frac{d_n - d_v}{2} l i_m; \quad P = \frac{M_{к\max} \beta}{r_{ср}}; \quad r_{ср} = \frac{d_n + d_v}{4},$$

где l – длина шлиц; i_m – число шлиц; d_n и d_v – наружный внутренний диаметр шлиц (прил. 3) $\alpha = 0,75$ – коэффициент точности прилегания.

Длина ступицы для нормальных условий работы обычно равна наружному диаметру шлицев ведущего вала, а для тяжелых условий – примерно 1,4 наружного диаметра.

Учитывая, что шлицевое соединение обеспечивает свободное перемещение ступицы, напряжение на смятие должно быть не более 30 МПа, а напряжение на срез – до 15 МПа.

Напряжение среза

$$\tau = \frac{P}{i_m l b \alpha},$$

где b – ширина шлиц (прил. 3), $[\tau] = 5...15$ МПа (сталь 40Л).

1.2.4. Долговечность диафрагменной пружины.

Расчет на долговечность ведется только по главному нормальному напряжению от изгиба $\sigma_{и}$. При этом для диафрагменной пружины характерен пульсирующий цикл изменения напряжений (рис. 7) с коэффициентом асимметрии

$$r = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = 0.$$

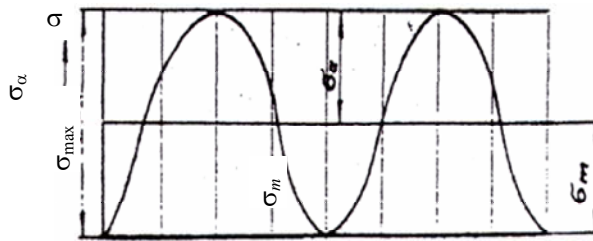


Рис. 7. Изменение напряжений диафрагменной пружины

Кривая усталости (рис. 8) с большой степенью точности может быть аппроксимирована двумя прямыми, имеющими точку пересечения при базовом числе циклов N_e .

Предел выносливости детали (диафрагменной пружины) при пульсирующем цикле изменения напряжений выражается формулой

$$\sigma_{rd} = \frac{2\sigma_1}{(K_d + \alpha_\delta) - (K_d - \alpha_\delta)r}$$

Предел выносливости стандартного опытного образца при изгибе определяется:

$$\sigma_{-1} = \left(400 + \frac{1}{6}\sigma_p\right) \text{ МПа}; \quad \alpha_\delta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T},$$

где σ_p – предел прочности материала; σ_T – предел текучести материала.

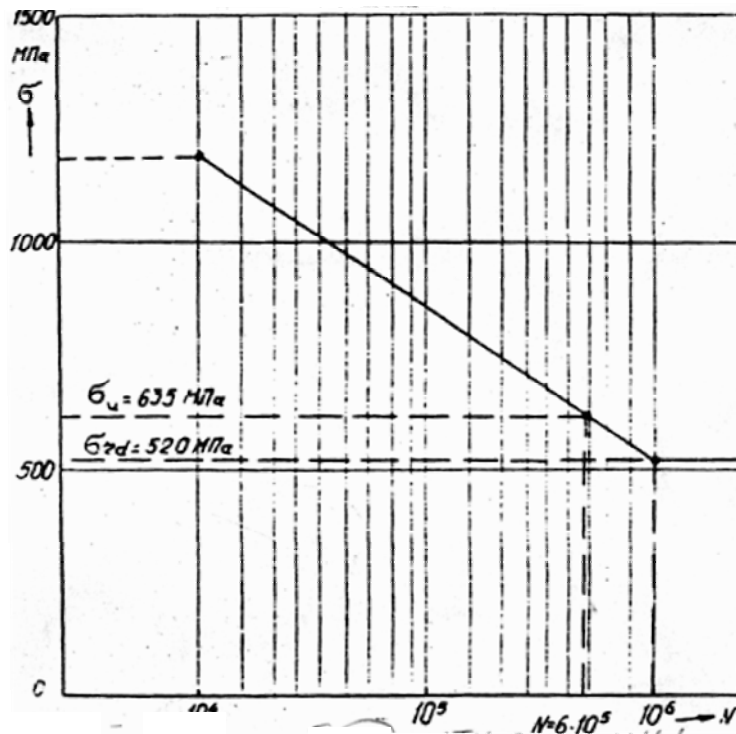


Рис. 8. График усталости пружины

Коэффициент K_d при поверхностном упрочнении определяется из выражения

$$K_d = \frac{K_{-1}}{\Sigma_{-1}\beta_{-1}},$$

где K_{-1} – коэффициент концентрации напряжений ($K_{-1} = 1,2 \dots 2,2$); Σ_{-1} – масштабный фактор, учитывающий абсолютные размеры детали, равный $0,8 \dots 0,9$; β_{-1} – коэффициент, учитывающий поверхностное упрочнение детали ($\beta_{-1} = 1,1 \dots 1,4$).

Зависимость между напряжением σ_i и числом циклов нагружения N_i имеет вид

$$\sigma_i^{m_r} N_i = \sigma_{rd}^{m_r} N_0.$$

Значение показателя m_r может быть получено так:

$$m_r = 0,5m \sqrt[3]{4(1-r)},$$

где m – угловой коэффициент кривой усталости при симметричном цикле нагружения.

Значение m может быть получено в результате испытаний и для различных деталей автомобиля изменяется от 4 до 9.

Но результатам расчетов строится график усталости пружины и по известному нормальному напряжению от изгиба σ_i определяется число циклов до разрушения.

С учетом того, что по статистике на 1 км пробега автомобиля приходится 5 – 7 переключений, определяется пробег автомобиля до разрушения диафрагменной пружины сцепления.

На рис. 8 представлен график усталости диафрагменной пружины, упругая характеристика которой приведена на рис. 4. Расчет проведен для пружины, выполненной из стали 60С2А ($\sigma_p = 1600$ МПа; $\sigma_T = 1400$ МПа).

В соответствии с конфигурацией детали и режимами обработки по справочным данным выбраны следующие значения коэффициентов: $K_{-1} = 2$; $\sum_{-1} = 0,8$; $\beta_{-1} = 1,2$; $m = 7$.

Предел выносливости пружины в соответствии с расчетом $\sigma = 520$ МПа. Для стали 60С2А базовое число циклов $N_0 = 1 \cdot 10^6$.

Зависимость между напряжением σ_i и числом циклов напряжения N_i имеет вид

$$\sigma_i^{5,53} N_i = 520^{5,53} \cdot 10^6.$$

Для построения левой части графика усталости находится при числе циклов $N_i = 1 \cdot 10^4$ значение $\sigma_i = 1194$ МПа.

Для рассматриваемой пружины с расчетным нормальным напряжением изгиба $\sigma_n = 635,7$ МПа число циклов до разрушения, как видно из графика усталости, составляет ($N = 6 \cdot 10^5$). Если принять пять переключений на 1 км пробега, то разрушение диафрагменной пружины наступит после 120 000 км пробега автомобиля.

2. ВЫКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ

2.1. Определение параметров процесса выключения, обеспечивающих функциональные свойства

Критериями оценки процесса выключения являются следующие эргономические показатели:

- усилие на педали;
- ход педали;
- работа, совершаемая водителем при выключении сцепления.

2.1.1. Усилие на педали.

Усилие на педали при выключении сцепления непостоянно и зависит от упругой характеристики пружины. В выключенном состоянии

$$P_{\text{пед}} = \frac{P'_{\text{пр.вык}} z}{I_{\text{п.с}} \eta_{\text{п.с}}},$$

где $I_{\text{п.с}}$ – передаточное число привода сцепления; $\eta_{\text{п.с}}$ – коэффициент полезного действия привода сцепления; $P'_{\text{пр}}$ – усилие пружин в выключенном состоянии ($1, 2 P_{\text{пр}}$); z – число пружин.

Передаточное число механического привода (рис. 9):

$$I_{\text{п.м}} = \left(\frac{a}{b}\right) \left(\frac{c}{d}\right) \left(\frac{e}{f}\right).$$

Передаточное число гидравлического привода (рис. 10):

$$I_{\text{п.г}} = \left(\frac{a}{b}\right) \left(\frac{c}{d}\right) \left(\frac{e}{f}\right) \left(\frac{d_{r2}^2}{d_{r1}^2}\right),$$

где d_{r1} , d_{r2} – соответственно диаметры исполнительного и главного цилиндров.

Передаточное число привода сцепления находится в пределах 25...50. Коэффициент полезного действия механического привода находится в пределах 0,7...0,8, гидравлического – 0,8...0,9. Усилие на педали не должно превышать у легковых автомобилей 150 Н, у грузовых – 250 Н.

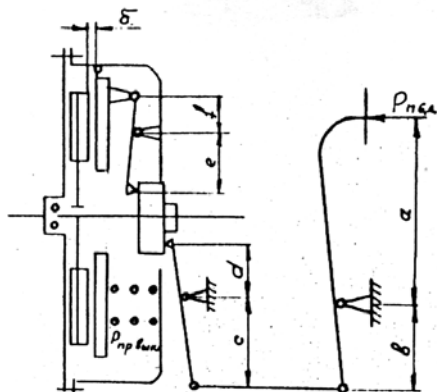


Рис. 9. Передаточное число механического привода

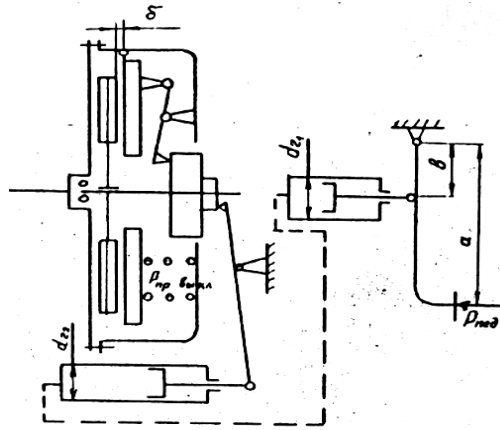


Рис. 10. Передаточное число гидравлического привода

2.1.2. Ход педали сцепления.

Величина полного хода педали

$$S_{п} = S_{с.х} + S_{р} = \delta_2 \left(\frac{a}{b} \right) \left(\frac{c}{d} \right) + (\delta_i + \delta_1) \left(\frac{a}{b} \right) \left(\frac{c}{d} \right) \left(\frac{e}{f} \right),$$

где δ_2 – зазор между рычагами и муфтой выключения сцепления; $\delta_2 = 2 \dots 4$ мм; $S_{с.х}$ – свободный ход педали; $S_{р}$ – рабочий ход педали (прил. П2).

Для автомобиля, упругая характеристика периферийной цилиндрической пружины сцепления которого представлена на графике (см. рис. 2), построена статическая характеристика привода сцепления

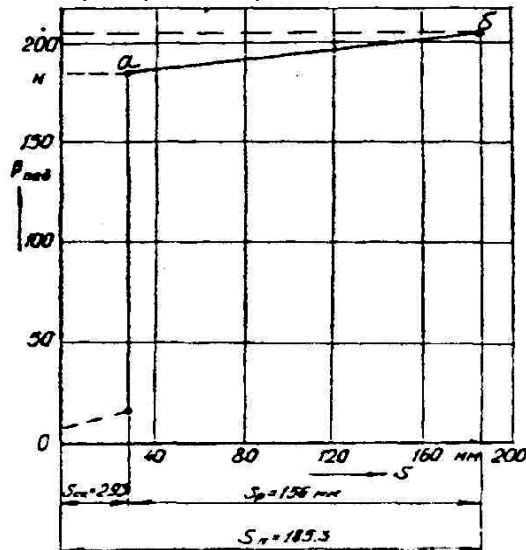


Рис. 11. Статическая характеристика привода сцепления с цилиндрической пружиной

(рис. 11) при следующих характеристиках привода: $a/b = 7,58$; $c/d = 2,12$; $e/f = 5,33$ $\delta_2 = 2$ мм; $\eta_{п} = 0,75$.

Для построения характеристики необходимо найти параметры.

$$S_{с.х}; S_{р}; S_{п}; P_{пед.}$$

Точка "а" – начало выключения сцепления:

$$P_{пед} = \frac{P'_{пр.вык} z}{I_{п.с} \eta_{п}}$$

Точка "б" – сцепление полностью выключено:

$$P_{пед} = \frac{P'_{пр.вык} z}{I_{п.с} \eta_{п}},$$

Усилие педали в зоне холостого хода определяется характеристиками возвратных пружин.

Для автомобиля, упругая характеристика диафрагменной пружины сцепления которого представлена на графике (см. рис. 4), построена статическая характеристика привода сцепления (рис. 12) при следующих характеристиках привода: $a/b = 4$; $c/d = 2,5$; $e/f = 3,5$; $d_{r1} = d_{r2}$; $\delta = 2$ мм; $\eta_{п} = 0,85$.

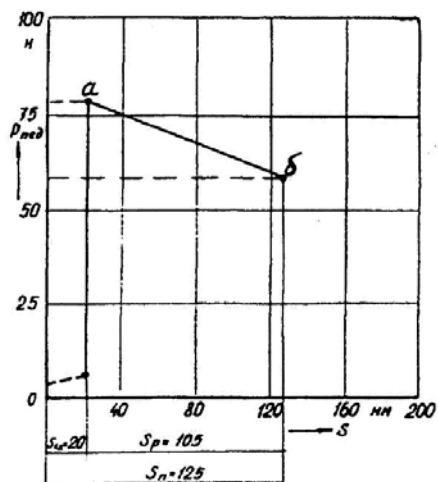


Рис. 12. Статическая характеристика привода сцепления с диафрагменной пружиной

2.1.3. Работа, совершаемая водителем при выключении.

На рис. 13 представлены упругие характеристики пружин.

Работа, совершаемая водителем, эквивалентна площади заштрихованных фигур.

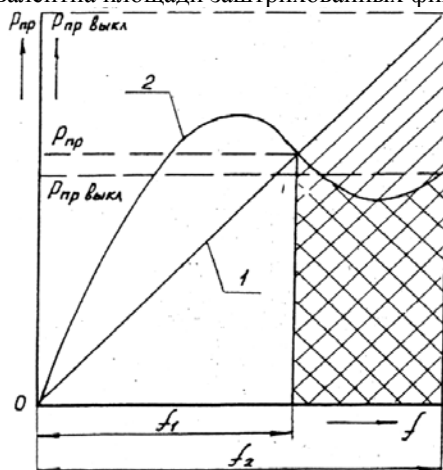


Рис. 13. Упругие характеристики:

1 – всех цилиндрических нажимных пружин;

2 – диафрагменной пружины

В соответствии с графиком работы водителя может быть определена работа включения сцепления $A_{вод}$:

$$A_{вод} = \frac{0,5(P_{пр.} + P_{пр. выкл.})zS}{\eta_{п}},$$

где z – число нажимных пружин (прил. П2); S – ход нажимного диска.

$$S = i\delta + m,$$

где m – деформация ведомого диска во включенном состоянии (для упругого диска $m = 1,0 \dots 1,5$ мм; а для неупругого $m = 0,15 \dots 0,25$ мм).

3. Включение сцепления

3.1. Рабочий процесс включения сцепления при трогании автомобиля

При включении сцепления совершается работа буксирования трущихся пар, которая, переходя в тепло, нагревает детали сцепления. Вследствие этого фрикционные накладки работают при повышенных температурах, что увеличивает их износ и снижает коэффициент трения. Наибольшая работа буксования получается при трогании автомобиля с места, поэтому рассмотрим рабочий процесс сцепления именно для этого случая.

3.1.1. Графоаналитический метод расчета процесса включения сцепления.

Автомобиль предоставлен в виде эквивалентной двухмассовой системы (рис. 14), для которой справедливы уравнения:

$$I_e \omega_e = M_k - M_c;$$

$$I_a \omega_a = M_c - M_\psi,$$

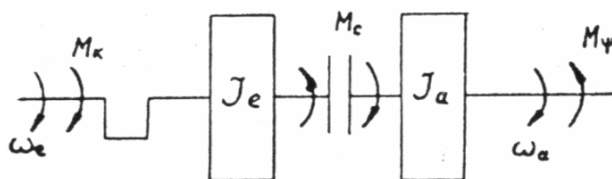


Рис. 14. Двухмассовая модель автомобиля

где I_e – момент инерции ведущих частей сцепления; I_a – момент инерции автомобиля, приведенный к ведомым частям сцепления; M_k – крутящий момент двигателя; M_c – момент, передаваемый сцеплением; M_ψ – момент сопротивления движения автомобиля, приведенный к валу сцепления; ω_e , ω_a – угловая скорость коленчатого вала двигателя и ведомых частей сцепления.

Приняты следующие допущения:

1. Момент двигателя мгновенно принимает максимальное значение и остается постоянным $M_k = M_{k \max} = \text{const}$.
2. Момент, передаваемый сцеплением, зависит от времени, т.е. $M_c = k_1 t$, а при достижении максимального значения –

$$M_c = M_{k \max} \beta.$$

Темп включения k_1 для легковых автомобилей изменяется в диапазоне $k_1 = 50 - 150 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{с}$; а для грузовых – $k_1 = 250 - 750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{с}$.

3. Момент сопротивления движению автомобиля постоянен, т.е.

$$M_\psi = \frac{\psi G_a r_g}{I_T \eta_T},$$

где G_a – сила тяжести автомобиля; ψ – коэффициент сопротивления движению; r_d – динамический радиус колеса; η_T – коэффициент полезного действия трансмиссии; I_T – передаточное число трансмиссии (прил. П1).

4. Момент инерции автомобиля, приведенный к ведомым частям сцепления:

$$I_a = \frac{1,05 G_a r_k^2}{g I_T^2},$$

где r_k – радиус качения колеса.

5. Начальная угловая скорость коленчатого вала

$$\omega_{e \text{ нач}} = \omega_N \left(1,5 \frac{\omega_{e \text{ x.x}}}{\omega_N} + 0,1 \frac{300 I_a}{\omega_N I_e} \right),$$

где $\omega_{e \text{ x.x}} = 0,15 \omega_N$.

Решая исходные уравнения со сделанными допущениями можно получить:

$$\omega_e = \frac{M_{k \max}}{I_e} t - \frac{k_1}{2 I_e} t^2 + \omega_{e \text{ нач}};$$

$$\omega_a = \frac{k_1}{2 I_a} t^2 - \frac{M_\psi}{I_a} t + \omega_{a \text{ нач}}.$$

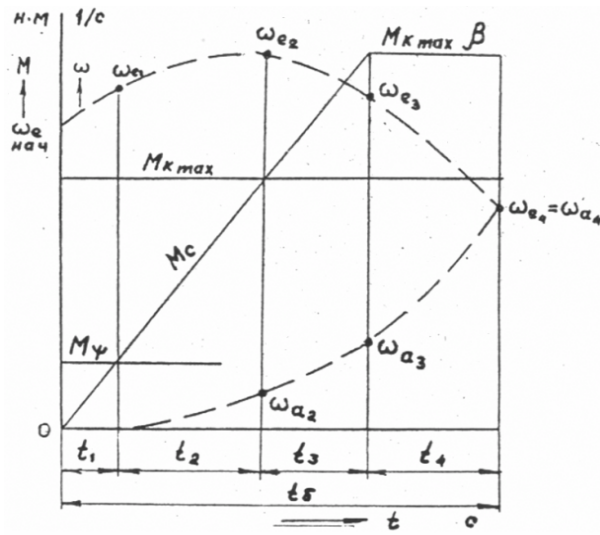


Рис. 15. График рабочего процесса сцепления

Для построения графика рабочего процесса сцепления (рис. 15) ограничимся определением величин t_1 ; t_2 ; t_3 ; t_4 ; ω_{e1} ; ω_{e2} ; ω_{e3} ; ω_{a2} ; ω_{a3} ; ω_{a4} , которые могут быть найдены решением исходных уравнений:

$$t_1 = \frac{M_\psi}{k_1}; \quad t_2 = \frac{M_{к max}}{k_1} - t_1; \quad t_3 = \frac{\beta M_{к max}}{k_1} - t_1 - t_2;$$

$$t_4 = \frac{I_a(\omega_{e3} \omega_{a3})}{M_{к max} \left[\beta + \frac{I_a}{I_e} (\beta - 1) \right] - M_\psi};$$

$$\omega_{e1} = \frac{1}{I_e} \left[M_{к max} t_1 - \frac{k_1}{2} t_1^2 \right] + \omega_{e нач};$$

$$\omega_{e2} = \frac{1}{I_e} \left[M_{к max} (t_1 + t_2) - \frac{k_1}{2} (t_1 + t_2)^2 \right] + \omega_{e нач};$$

$$\omega_{e3} = \frac{1}{I_e} \left[M_{к max} (t_1 + t_2 + t_3) - \frac{k_1}{2} (t_1 + t_2 + t_3)^2 \right] + \omega_{e нач};$$

$$\omega_{a1,2} = \frac{1}{I_a} \frac{k_1 t_2^2}{2}; \quad \omega_{a3} = \frac{1}{I_a} \frac{k_1}{2} (t_1 + t_2)^2;$$

$$\omega_{a4} = \frac{1}{I_a} [\beta M_{к max} t_4 - M_\psi t_4] + \omega_{a3}.$$

Если при найденных значениях времени t_3 оказалось, что $\omega_{e3} < \omega_{a3}$, то дальнейший расчет ведется графически. Этот случай соответствует такому протеканию процесса, при котором M_c не достигает величины $M_{к max} \beta$ (рис. 16).

Работа буксования сцепления

$$L_\delta = \int_0^{t_\delta} M_c (\omega_e - \omega_a) dt.$$

На основании полученного графика рабочего процесса сцепления (рис. 15) работа буксования может быть определена графоаналитическим методом. Для этого весь рабочий цикл разбивается на четыре характерных участка по времени t_1 ; t_2 ; t_3 ; t_4 (рис. 17) с известными параметрами процесса.

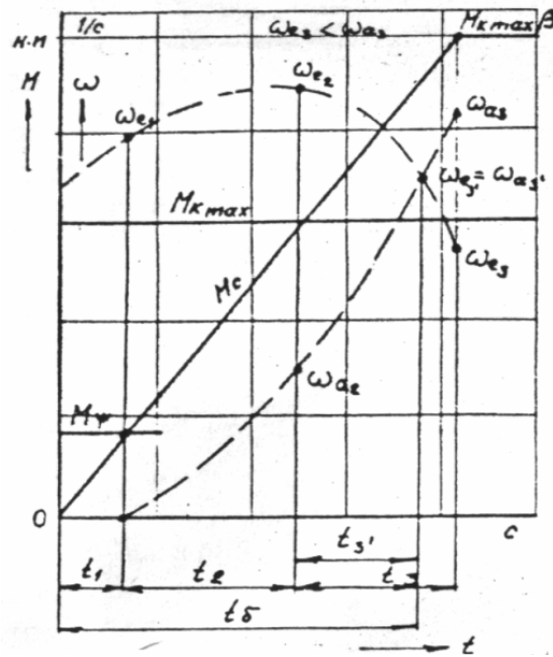


Рис. 16. График рабочего процесса сцепления, при котором M_c не достигает величины $M_{\kappa \max \beta}$

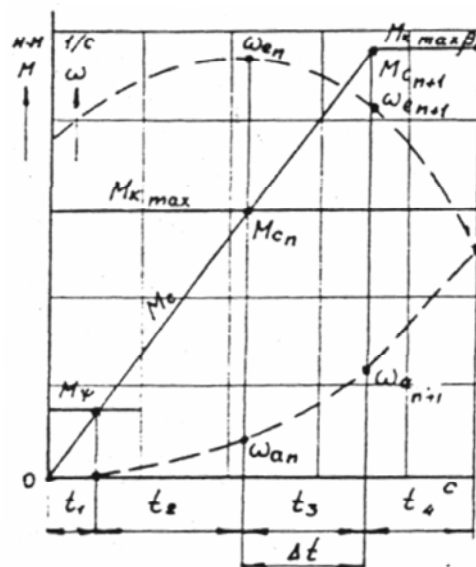


Рис. 17. Графоаналитический метод работы буксирования сцепления

Работа буксования за Δt :

$$L_{\delta} = M_{c, \text{cp}} \Delta \alpha_{\Pi},$$

где $M_{c, \text{cp}} = \frac{M_{\text{сп}} + M_{\text{сп}+1}}{2}$ – среднее значение момента оцепления за интервал времени Δt ;

$$\Delta \alpha_{\Pi} = \left(\frac{\omega_{\text{сп}} + \omega_{\text{сп}+1}}{2} - \frac{\omega_{\text{сп}} + \omega_{\text{сп}+1}}{2} \right),$$

где Δt – угол буксирования за время Δt (на графике $\Delta t = t_3$).

Полная работа буксования определяется суммированием работ по всем четырем участкам:

$$L_{\delta} = \sum_{1}^{\Pi} M_{c, \text{cp}} \Delta \alpha_{\Pi}.$$

3.2. ОЦЕНКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВХОЖДЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ

3.2.1. Оценка надежности (износостойкости) рабочих поверхностей сцепления производится по косвенным показателям напряженности работы пары трения.

1. Удельная работа буксования

$$L_{\delta_0} = \frac{L_{\delta}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)i}$$

Удельная работа буксования при трогании автомобиля с места не должна превышать – 70 Дж/см² для легковых, 120 Дж/см² – для грузовых автомобилей [2].

2. Нагрев нажимного диска за одно включение:

$$\tau^0 = \frac{\gamma L_{\delta}}{cm_{н.д}},$$

где $\gamma = 0,5$ для однодискового сцепления и $\gamma = 0,25$ для двухдискового; $m_{н.д}$ – масса нажимного диска (прил. П1); c – удельная массовая теплоемкость чугуна (стали), равная 481,5 Дж/(кг·°C).

Допускаемый нагрев нажимного диска (τ^0) = 10...15 °C.

3.2.2. Оценка влияния рабочего процесса сцепления на формирование эксплуатационных свойств автомобиля.

1. Возможность работы двигателя при выбранном режиме включения сцепления.

При значении $\omega_{е\text{ кон}} < \omega_{е\text{ кк}}$ двигатель заглохнет.

2. Режим включения сцепления:

$t_{\delta} = 0,1 \dots 1,1$ с – резкое включение;

$t_{\delta} = 1,6 \dots 2,5$ с – плавное включение.

3. Тягово-скоростные свойства автомобиля на этапе буксования сцепления могут быть оценены по следующим показателям:

а) скорость автомобиля в момент окончания буксования

$$v_a = \frac{\omega_a 4 r_k}{I_T};$$

б) максимальное ускорение автомобиля в процессе включения сцепления

$$j_{\max} = \frac{(M_{к\text{ max}} - M_{\psi}) I_{к} \eta_{к}}{r_k G_a / g \delta_{вр}},$$

где $\delta_{вр} = 1,04 + 0,04 I_{к}^2$ – коэффициент учета вращающихся масс; $I_{к}$ – передаточное отношение коробки передач (прил. П1).

По условиям невозникновения дискомфорта у пассажиров $j_{\max} = 3,5$ м/с.

в) ограничение реализации тягово-скоростных свойств автомобиля по сцеплению колес о дорогой.

Отсутствие пробуксовки колес при трогании возможно при соблюдении условия:

$$M_{к\text{ max}} < \frac{G_z K_z \varphi_x r_k}{I_T \eta_T},$$

где G_z – сила тяжести на ведущие колеса; K_z – коэффициент перераспределения реакции ($K_z = 1,05 \dots 1,12$).

Расчеты проводить для значения коэффициента сцепления $\varphi_x = 0,7$. Если пробуксовка отсутствует, то определить критическое значение φ_x , при котором она наступает.

ПРИМЕР РАСЧЕТА СЦЕПЛЕНИЯ С ДИАФРАГМЕННОЙ ПРУЖИНОЙ

1. ВКЛЮЧЕННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ

1.1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА СЦЕПЛЕНИЯ

При расчете фрикционного дискового сцепления определяем геометрические и силовые параметры элементов конструкции.

1.1.1. Наружный и внутренний диаметры ведомого диска определяем из следующего соотношения:

$$D = 2,5 \sqrt[3]{\frac{\beta M_{к\text{ max}}}{\pi \rho_0 \mu i}} = 2,5 \sqrt[3]{\frac{1,75 \cdot 105,9}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,3 \cdot 2}} = 183 \text{ мм};$$

$$d = 0,6D = 0,6 \cdot 183 = 109,8 \text{ мм},$$

где $M_{к\text{ max}}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м (прил. П1); β – коэффициент запаса сцепления в зависимости от типа сцепления автомобиля (для легковых автомобилей $\beta = 1,2 \dots 1,75$); μ – расчетный коэффициент трения, зависящий от параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления и

температуры ($\mu = 0,22 \dots 0,3$); p_0 – давление на фрикционные накладки $p_0 = 0,15 \dots 0,25$ МПа (меньшие значения $p_0 \leq 0,2$ имеют сцепления грузовых автомобилей); i – число поверхностей пар трения (для однодискового сцепления $i = 2$).

Полученные размеры D и d уточняются по ГОСТ 1787–80: $D = 180$ мм, $d = 110$ мм.

Наружный и внутренний диаметры рассчитываются в том случае, если производится проектировочный расчет и эти параметры неизвестны.

1.1.2. Определяем момент, передаваемый сцеплением (рис. 1):

$$M_c = M_{k \max} \beta = P_{\text{пр}} \mu R_{\text{ср}} i = 4,261 \cdot 0,3 \cdot 72,5 \cdot 2 = 185,3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где
$$R_{\text{ср}} = \frac{R+r}{2} = \frac{90+55}{2} = 72,5 \text{ мм}.$$

Потребное усилие пружин

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{k \max} \beta}{\mu R_{\text{ср}} i} = \frac{105,9 \cdot 1,75}{0,3 \cdot 0,0725 \cdot 2} = 4261 \text{ Н}.$$

Таким образом, сила сжатия фрикционного диска сцепления равна $P_{\text{пр}} = 4261$ Н.

1.1.3. Расчет диафрагменной пружины.

Расчетная схема для определения параметров пружины приведена в методике на рис. 3.

Определяем максимальный момент трения, передаваемый сцеплением:

$$M_{\text{пр}} = (0,15 \dots 0,2) M_{k \max} = 0,2 \cdot 105,9 = 21,18 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем необходимое усилие, сжимающее пружину:

$$P'_{\text{г. пр.}} = \frac{(0,2 \dots 1,3) M_{k \max} \beta}{m r z_r} = \frac{1,3 \cdot 105,9 \cdot 0,3}{1 \cdot 0,073 \cdot 6} = 94,3 \text{ Н},$$

где r – радиус приложения усилий к пружине; m – число ведомых дисков, ($m = 1$ для однодискового сцепления).

1.2. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ

1.2.1. Износостойкость фрикционных накладок.

Расчеты на износостойкость рабочих поверхностей производятся условно.

Во включенном состоянии сцепления определяем давление на рабочей поверхности при действии расчетной нагрузки:

$$P_0 = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 4261}{3,14 \cdot (180^2 - 110^2)} = 0,26 \text{ МПа}.$$

Расчет пружины диафрагменного типа может быть проведен по формулам, выведенным в предположении недеформированности сечения пружины. Нажимное усилие на ведомый диск:

$$P'_{\text{пр.}} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f}{2} \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right],$$

где $E' = \frac{E}{1-\mu^2} = \frac{2 \cdot 10^5}{1-0,26^2} = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, ($E \approx 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,26$; f – деформация пружины в месте приложения силы

$P_{\text{пр}}$).

Параметры пружины находятся в пределах:

$h = 2,0 \dots 2,5$ мм – для легковых автомобилей.

Из соотношения $H/h = 1,5 \dots 2,0$ следует $H = 2 \cdot 2 = 4$ мм; $b/c = 1,2 \dots 1,5 \rightarrow c = 200/1,5 = 134$ мм; $b/e = 2,5 \rightarrow e = 200/2,5 = 80$ мм; $b = h80 = 2 \cdot 80 = 160$ мм; число лепестков $n = 8 \dots 20$.

α – угол подъема пружины:

$$\alpha = \frac{H_{\text{п}}}{b-e} = \frac{38}{160-80} = 0,475 \approx 27^\circ,$$

$H_{\text{п}}$ – полная высота пружины, равная 38 мм (см. рис. 3).

Размер a , согласно рис. 3, снимается после построения общего вида сцепления, $a = 147$ мм.

При известных геометрических параметрах пружины, последовательно задавая деформацию f (с интервалом через 2 мм), рассчитываем соответствующие значения $P_{\text{пр. изм.}}$. По результатам расчетов строим упругую характеристику пружины (рис. 4) и по заданным параметрам двигателя и сцепления определяем требуемую деформацию пружины во включенном f_1 и выключенном f_2 состоянии:

$$P'_{\text{пр.1}} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2}{6 \cdot (160 - 134)^2} \cdot 2 \cdot \ln \frac{160}{147} \times \\ \times \left[\left(4 - 2 \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) \left(4 - \frac{2}{2} \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) + 2^2 \right] = 493,5 \text{ Н};$$

$$P'_{\text{пр.2}} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2}{6 \cdot (160 - 134)^2} \cdot 4 \cdot \ln \frac{160}{147} \times \\ \times \left[\left(4 - 4 \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) \left(4 - \frac{4}{2} \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) + 2^2 \right] = 1316,1 \text{ Н};$$

$$P'_{\text{пр.3}} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2}{6 \cdot (160 - 134)^2} \cdot 6 \cdot \ln \frac{160}{147} \times \\ \times \left[\left(4 - 6 \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) \left(4 - \frac{6}{2} \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) + 2^2 \right] = 1283,2 \text{ Н};$$

$$P'_{\text{пр.4}} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2}{6 \cdot (160 - 134)^2} \cdot 8 \cdot \ln \frac{160}{147} \times \\ \times \left[\left(4 - 8 \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) \left(4 - \frac{8}{2} \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) + 2^2 \right] = 1052,9 \text{ Н};$$

$$P'_{\text{пр.5}} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2}{6 \cdot (160 - 134)^2} \cdot 10 \cdot \ln \frac{160}{147} \times \\ \times \left[\left(4 - 10 \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) \left(4 - \frac{10}{2} \cdot \frac{160 - 147}{160 - 134} \right) + 2^2 \right] = 822,5 \text{ Н}.$$

1.2.2. Гаситель крутильных колебаний.

Расчет гасителя крутильных колебаний связан с решением сложной задачи колебаний трансмиссии. Поэтому в объеме курсового проекта можно ограничиться приближенным подбором его на основании априорного анализа существующих конструкций.

Конструктивные параметры можно задавать следующие:

- жесткость пружин $C_r = 30 \dots 40 \text{ Н/мм}$;
- момент трения фрикционных элементов $M_{\text{пр}} = 20 \dots 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

1.2.3. Функциональная надежность.

В сцеплении функциональную надежность оцениваем изменением коэффициента запаса β в результате уменьшения деформации пружины во включенном состоянии за счет износа фрикционных накладок. Толщина фрикционных накладок $t_n = 3 \dots 5 \text{ мм}$. Полный износ для приклепываемых накладок составляет $0,5t_n$, а для приклеиваемых – $1,0t_n$.

Коэффициент запаса после износа

$$\beta_{\text{изн}} = \beta \frac{P'_{\text{пр.изн}}}{P_{\text{пр}}} = 1,75 \frac{1400}{4261} = 0,58.$$

Значения усилий пружины при износе определяем графически ($P'_{\text{пр.изн}} = 1400 \text{ Н}$) с использованием упругой характеристики пружины (рис. 4).

1.2.4. Статическая прочность.

Пружины гасителя крутильных колебаний рассчитываем на кручение с учетом кривизны витка:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{8P_{\text{пр}} D_{\text{пр.г}}}{\pi d_{\text{пр.г}}^3} K = \frac{8 \cdot 4261 \cdot 16}{3,14 \cdot 3^3} \cdot 1,35 = 26 \, 054,5 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

где K – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины:

$$K = \frac{4c - 1}{4(c - 1)} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 4,5 - 1}{4 \cdot (4,5 - 1)} + \frac{0,615}{4,5} = 1,35 ;$$

$$C = \frac{D_{\text{пр.г}}}{d_{\text{пр.г}}} = 4 \dots 4,5.$$

Допустимое напряжение $[\tau] = 700 \dots 900 \text{ МПа}$.

Диафрагменная пружина рассчитывается на эквивалентное напряжение в основании лепестка в выключенном состоянии сцепления при плоском положении пружины.

По теории максимальных касательных напряжений, эквивалентное напряжение σ_3 состоит из нормальных напряжений в окружном направлении σ_t и напряжение изгиба σ_n :

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= \sigma_n + \sigma_t = \frac{P}{h^2 \eta} + \frac{E'(d-a)\alpha^2 + h\alpha}{2a} = \\ &= \frac{2051,6}{2^2 \cdot 1,91} + \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot (162,5 - 147) \cdot 0,475^2 + 2 \cdot 0,475}{2 \cdot 0,475} = 752170,5 \text{ Па} = \\ &= 752,2 \text{ МПа}\end{aligned}$$

где η – коэффициент полноты лепестка;

$$\eta = S_n n / [\pi(a+e)] = \frac{113,5 \cdot 12}{3,14 \cdot (147 + 80)} = 1,91,$$

где n – число лепестков, примем $n = 12$; S_n – ширина лепестка на радиусе; $S_n = 0,5(a+e) = 0,5 \cdot (147 + 80) = 113,5$ мм.

Причем,

$$d = \frac{(b-a)}{\ln \frac{b}{a}} = \frac{(160-147)}{\ln \frac{160}{147}} = 162,5 \text{ мм};$$

$$P = P_{\text{пр}} \frac{b-c}{c-e} = 4261 \cdot \frac{160-134}{134-80} = 2051,6 \text{ Н}.$$

Полученное напряжение σ_3 сравнивается с пределом текучести материала при растяжении. Для стали 60С2А $\sigma_t = 1400$ МПа.

Рычаг выключения рассчитываем на изгиб:

$$\sigma_3 = \frac{P_{\text{пр.вык}} \cdot l}{enW_n} = \frac{4261 \cdot 125}{145 \cdot 12 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}} = 383171,6 \text{ Па} = 383,1 \text{ МПа},$$

где $P_{\text{пр.вык}}$ – усилие пружины при выключении; e – расстояние от точки приложения силы до центра опоры, $e = 145$ мм; n – число рычагов выключения; $n = 12$; l – расстояние от точки приложения силы до опасного сечения (согласно рис. 6 все размеры снимаются с общего вида), $l = 125$ мм; W_n – момент сопротивления изгибу в опасном сечении.

Так как $\sigma_3 < \sigma_t$, то условие соблюдается.

В зависимости от диаметра первичного вала коробки передач выбираются размеры подшипника и исходя из его размеров (прил. 4) определяем момент сопротивления при изгибе:

$$W_n = \frac{0,098(D^4 - d^4)}{d} = \frac{0,098 \cdot (0,18^4 - 0,11^4)}{0,11} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Шлицы ступицы ведомого диска рассчитываем на сжатие и срез.

Напряжение сжатия

$$\sigma_c = \frac{P}{F - \alpha} = \frac{2955,3}{0,75 - 0,72} = 98\,510 \text{ Н/м},$$

где

$$F = \frac{d_n - d_b}{2} l i_m = \frac{23 - 20}{2} \cdot 25 \cdot 20 = 750 \text{ мм}; \quad P = \frac{M_{\text{к max}} \beta}{r_{\text{ср}}} = \frac{105,9 \cdot 0,3}{0,01075} = 2955,3 \text{ Н};$$

$$r_{\text{ср}} = \frac{d_n + d_b}{4} = \frac{23 + 20}{4} = 10,75 \text{ мм},$$

l – длина шлиц, мм; i_m – число шлиц; d_n и d_b – наружный и внутренний диаметр шлиц, мм (прил. 3); $\alpha = 0,72$ – коэффициент точности прилегания.

Напряжение среза

$$\tau = \frac{P}{i_m l b \alpha} = \frac{2955,3}{20 \cdot 0,025 \cdot 0,003 \cdot 0,72} = 2,7 \text{ МПа},$$

где b – ширина шлиц (прил.3);

$$[\tau] = 5 \dots 15 \text{ МПа (сталь 40Л)}.$$

Учитывая, что шлицевое соединение обеспечивает свободное перемещение ступицы, причем напряжение на смятие должно быть не более 30 МПа, а напряжение на срез – до 15 МПа, то условие соблюдается.

1.2.5. Долговечность.

Расчет на долговечность ведется только по главному нормальному напряжению от изгиба $\sigma_{и}$. При этом для диафрагменной пружины характерен пульсирующий цикл изменения напряжений (рис. 7) с коэффициентом асимметрии:

$$r = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} = 0.$$

Предел выносливости детали (диафрагменной пружины) при пульсирующем цикле изменения напряжений выражается формулой

$$\sigma_{rd} = \frac{2\sigma_{-1}}{(K_d + a_\delta) - (K_d - a_\delta)r} = \frac{2 \cdot 599}{(1,75 + 0,42) - (1,75 - 0,42)} = 1426,2 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости стандартного опытного образца при изгибе определяем:

$$\sigma_{-1} = 400 + \frac{1}{6}\sigma_p = 400 + \frac{1}{6} \cdot 1194 = 599 \text{ МПа}; \quad a_\delta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{599}{1400} = 0,42,$$

где σ_p – предел прочности материала; σ_T – предел текучести материала.

Коэффициент K_d при поверхностном упрочнении определяется из выражения:

$$K_d = \frac{K_{-1}}{\sum_{-1}\beta_{-1}} = \frac{2,2}{0,9 \cdot 1,4} = 1,75,$$

где K_{-1} – коэффициент концентрации напряжений ($K_{-1} = 1,2 \dots 2,2$); \sum_{-1} – масштабный фактор, учитывающий абсолютные размеры детали, равный $0,8 \dots 0,9$; β_{-1} – коэффициент, учитывающий поверхностное упрочнение детали ($\beta_{-1} = 1,1 \dots 1,4$).

Зависимость между напряжением σ_i и числом циклов нагружения N_i имеет вид

$$\sigma_i^{m_r} N_i = \sigma_{rd}^{m_r} N_0.$$

Значение показателя m_r может быть получено так:

$$m_r = 0,5m\sqrt[3]{4(1-r)} = 0,5 \cdot 5\sqrt[3]{4(1-0,073)} = 3,87.$$

где m – угловой коэффициент кривой усталости при симметричном цикле нагружения.

Значение m может быть получено в результате испытаний и для различных деталей автомобиля изменяется от 4 до 9, примем $m = 5$.

По результатам расчетов строим график усталости пружины и по известному нормальному напряжению от изгиба $\sigma_{и}$ определяем число циклов до разрушения.

С учетом того, что по статистике на 1 км пробега автомобиля приходится 5 – 7 переключений, определяем пробег автомобиля до разрушения диафрагменной пружины сцепления.

Расчет проведен для пружины, выполненной из стали 60С2А ($\sigma_p = 1600$ МПа; $\sigma_T = 1400$ МПа).

В соответствии с конфигурацией детали и режимами обработки по справочным данным выбраны следующие значения коэффициентов:

$$K_{-1} = 2; \quad \sum_{-1} = 0,8; \quad \beta_{-1} = 1,2; \quad m = 7.$$

Предел выносливости пружины в соответствии с расчетом $\sigma = 1462,2$ МПа. Для стали 60С2А базовое число циклов $N_0 = 1 \cdot 10^6$.

Зависимость между напряжением σ_i и числом циклов напряжения N_i имеет вид:

$$\sigma_i^{5,52} N_i = 1426,2^{5,52} \cdot 10^6.$$

Для построения левой части графика усталости находим при числе циклов $N_i = 1 \cdot 10^4$ значение σ_i (МПа).

2. ВЫКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ

Определяем параметров процесса выключения, обеспечивающих функциональные свойства.

2.1. УСИЛИЕ НА ПЕДАЛИ

Усилие на педали при выключении сцепления непостоянно и зависит от упругой характеристики пружины. В выключенном состоянии

$$P_{\text{пед}} = \frac{P'_{\text{пр.вык}} z}{I_{\text{п.с}} \eta_{\text{п.с}}} = \frac{5113,2 \cdot 1}{35 \cdot 0,85} = 171,9 \text{ Н,}$$

где $I_{\text{п.с}}$ – передаточное число привода сцепления; $\eta_{\text{п.с}}$ – коэффициент полезного действия привода сцепления; $\eta_{\text{п.с}} = 0,8 \dots 0,9$; $P'_{\text{пр.вык}}$ – усилие пружин в выключенном состоянии,

$$P'_{\text{пр.вык}} = 1,2P_{\text{пр}} = 1,2 \cdot 4261 = 5113,2 \text{ Н;}$$

z – число пружин, $z = 1$.

Определяем передаточное число гидравлического привода (рис. 10):

$$I_{п.г} = \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{c}{d}\right)\left(\frac{e}{f}\right)\left(\frac{d_{r_2}^2}{d_{r_1}^2}\right) = 4 \cdot 2,5 \cdot 3,5 \cdot 1 = 35,$$

где d_{r_1}, d_{r_2} – соответственно диаметры исполнительного и главного цилиндров, равные 19 мм (для автомобилей семейства ВАЗ).

2.2. ХОД ПЕДАЛИ СЦЕПЛЕНИЯ

Определяем величину полного хода педали:

$$S_{п} = S_{с.х} + S_{р} = \delta_2 \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{c}{d}\right) + (\delta_i + \delta_1) \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{c}{d}\right)\left(\frac{e}{f}\right),$$

где $S_{с.х}$ – свободный ход педали, который составляет 25...35мм; $S_{р}$ – рабочий ход педали, который составляет 120...130 мм (табл. П2).

$$S_{п} = 30 + 125 = 155 \text{ мм.}$$

Для автомобиля, упругая характеристика диафрагменной пружины сцепления которого представлена на графике (см. рис. 4), построена статическая характеристика привода сцепления (рис. 12) при следующих характеристиках привода: $a/b = 4$; $c/d = 2,5$; $e/f = 3,5$; $\eta_n = 0,85$.

Для построения характеристики необходимо найти параметры.

$$S_{сх}; S_{р}; S_{п}; P_{пед.}$$

Точка "а" – начало выключения сцепления:

$$P_{пед.} = \frac{P'_{пр.вык} z}{I_{п.г} \eta_{п.с}} = \frac{4261 \cdot 1}{35 \cdot 0,85} = 143,2 \text{ Н.}$$

Точка "б" – сцепление полностью выключено:

$$P_{пед.} = \frac{P'_{пр.вык} z}{I_{п.г} \eta_{п.с}} = \frac{5113,2 \cdot 1}{35 \cdot 0,85} = 171,9 \text{ Н.}$$

Усилие педали в зоне холостого хода определяется характеристиками возвратных пружин.

2.3. РАБОТА, СОВЕРШАЕМАЯ ВОДИТЕЛЕМ ПРИ ВЫКЛЮЧЕНИИ

На рис. 13 представлены упругие характеристики пружин.

Работа, совершаемая водителем, эквивалентна площади заштрихованных фигур.

В соответствии с графиком работы водителя может быть определена работа включения сцепления $A_{вод.}$:

$$A_{вод.} = \frac{0,5 (P_{пр} + P'_{пр.вык}) z S}{\eta_n} = \frac{0,5 \cdot (4261 + 5113,2) \cdot 1 \cdot 2,5}{0,85} = 13 \text{ 785,5 Дж,}$$

где S – ход нажимного диска, мм.

$$S = i\delta + m = 2 \cdot 0,75 + 1 = 2,5 \text{ мм.}$$

3. ВКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ

3.1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ВКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ

При включении сцепления совершается работа буксирования трущихся пар, которая, переходя в тепло, нагревает детали сцепления. Вследствие этого фрикционные накладки работают при повышенных температурах, что увеличивает их износ и снижает коэффициент трения. Наибольшая работа буксования получается при трогании автомобиля с места, поэтому рассмотрим рабочий процесс сцепления именно для этого случая.

Приняты следующие допущения:

1. Момент двигателя мгновенно принимает максимальное значение и остается постоянным

$$M_k = M_{k \max} = \text{const.}$$

2. Момент, передаваемый сцеплением, зависит от времени, т.е. $M_c = k_1 t$, а при достижений максимального значения –

$$M_c = M_{k \max} \beta = 105,9 \cdot 0,3 = 31,77 \text{ Н·м.}$$

3. Момент сопротивления движению автомобиля постоянен, т.е.

$$M_{\psi} = \frac{\psi G_a r_g}{I_t \eta_T} = \frac{0,04 \cdot 14350 \cdot 0,32}{4,3 \cdot 0,92} = 46,4 \text{ кг·м,}$$

где G_a – сила тяжести автомобиля, $G_a = 14350$ кг; ψ – приведенный коэффициент сопротивления движению, $\psi = 0,04$; r_g – динамический радиус колеса, $r_g = 0,32$ м; η_T – коэффициент полезного действия трансмиссии, $\eta_T = 0,92$; I_T – передаточное число трансмиссии, $I_T = 4,3$.

4. Момент инерции автомобиля, приведенный к ведомым частям сцепления:

$$I_a = \frac{1,05 G_a r_k^2}{g I_T^2} = \frac{1,05 \cdot 14350 \cdot 0,32^2}{9,81 \cdot 4,3^2} = 8,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

где r_k – радиус качения колеса (прил. П1); g – ускорение свободного падения, равное $9,81$ м/с².

ПРИМЕР РАСЧЕТА СЦЕПЛЕНИЯ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНОЙ

1. ВКЛЮЧЕННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ

1.1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА СЦЕПЛЕНИЯ

1.1.1. Расчет фрикционного дискового сцепления будем проводить по параметрам, выбранным из прил. П1, согласно варианту. Для нашего примера возьмем следующие данные:

$$M_{k \max} = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad D = 330 \text{ мм}; \quad d = 180 \text{ мм}.$$

1.1.2. Определяем момент, передаваемый сцеплением (рис. 1):

$$M_c = M_{k \max} \beta = P_{\text{пр}} \mu R_{\text{ср}} i,$$

где $R_{\text{ср}} = \frac{R+r}{2} = \frac{165+90}{2} = 128$ мм, $\mu = 0,3$ – расчетный коэффициент трения, зависящий от параметров фрикционных материалов, состояния и относительной скорости скольжения поверхностей трения, давления и температуры; $i = 4$ – число поверхностей пар трения (для двухдискового сцепления); $\beta = 1,5 \dots 2,2$ – коэффициент запаса сцепления в зависимости от типа сцепления автомобиля.

$$M_c = 5,2084 \cdot 0,3 \cdot 128 \cdot 4 = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем требуемое усилие пружин:

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{k \max} \beta}{\mu R_{\text{ср}} i} = \frac{400 \cdot 2}{0,3 \cdot 0,128 \cdot 4} = 5208,4 \text{ Н}.$$

1.1.3. Произведем расчет параметров пружин.

Усилие, создаваемые одной пружиной:

$$P'_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{z},$$

где $z = 16$ число пружин.

$$P'_{\text{пр}} = \frac{5208,4}{16} = 325,53 \text{ Н}.$$

Диаметр проволоки

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{8 D_{\text{пр}} P'_{\text{пр.вык}}}{\pi [\tau]}}.$$

Усилие пружины в выключенном состоянии определяется:

$$P'_{\text{пр.вык}} = (1,1 \dots 1,2) P'_{\text{пр}} = 1,2 \cdot 325,53 = 390,7 \text{ Н};$$

$D_{\text{пр}} = 25,5$ мм – средний диаметр витка;

$[\tau] = 700 \dots 900$ МПа – допустимое напряжение.

В расчете принимаем $[\tau] = 900$ МПа.

$$d_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 0,0255 \cdot 390,7}{3,14 \cdot 900}} = 3 \text{ мм}.$$

Определяем число рабочих витков пружины:

$$\Pi_p = \frac{Gd_{\text{пр}}^4 \Delta f}{D_{\text{пр}}^3 P'_{\text{пр.вык}}},$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости; $\Delta f = (\delta_i + \delta_1)$ – дополнительная деформация пружины при выключении сцепления, где $\delta = 0,75 \dots 1,0$ мм – зазор между поверхностями трения, принимаем $\delta = 0,9$ мм; $\delta_1 = 0,15 \dots 0,25$ мм – деформация ведомого диска при включенном сцеплении, принимаем $\delta_1 = 0,2$ мм, тогда $\Delta f = 0,9 \cdot 4 + 0,2 = 3,8$ мм

$$\Pi_p = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3^4 \cdot 3,8}{25,5^3 \cdot 390,7} = 4 \text{ витка.}$$

Полное число витков пружины будет

$$\Pi_{\text{ц}} = \Pi_p + (1,2 \dots 2) = 4 + 2 = 6 \text{ витков.}$$

Деформация пружин при включенном сцеплении

$$f_1 = \frac{8 \cdot 325,53 \cdot 25,5^3 \cdot 4}{8 \cdot 10^4 \cdot 3^4} = 26,6.$$

Так как эксплуатационные качества сцепления определяются жесткостью пружины, то ее формула имеет вид

$$C = \frac{325,53}{26,6} = 12,3 \text{ Н/мм.}$$

1.1.4. Гаситель крутильных колебаний.

Зададим конструктивные параметры гасителя крутильных колебаний:

число пружин $z_r = 8$;

диаметр проволоки $d_{\text{пр.р}} = 4$ мм;

средний диаметр витка $D_{\text{пр.р}} = 18$ мм;

полное число витков $n_{\text{пр.г}} = 6$;

жесткость пружин $c_r = 300$ Н/мм;

момент трения фрикционных элементов $M_{\text{пр.г}} = 100$ Н·м;

Определяем момент предварительной затяжки пружин:

$$M_{\text{пр}} = (0,15 \dots 0,2) M_{\text{кmax}} = 0,2 \cdot 400 = 80 \text{ Н·м.}$$

Усилие, сжимающее одну пружину будет:

$$P'_{\text{г.пр}} = \frac{(0,2 \dots 1,3) M_{\text{кmax}} \beta}{m r z_r} = \frac{1,2 \cdot 400 \cdot 2}{1 \cdot 0,128 \cdot 8} = 937,5 \text{ Н.}$$

1.2. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ

1.2.1. Износостойкость фрикционных накладок.

Определим давление на рабочей поверхности при действии расчетной нагрузки:

$$P_0 = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 5208,4}{3,14 \cdot (0,330^2 - 0,180^2)} = 0,086 \text{ МПа.}$$

1.2.2. Функциональная надежность.

Рассчитываем коэффициент запаса после износа:

$$\beta_{\text{изн}} = \beta \frac{P'_{\text{пр.изн}}}{P_{\text{пр}}} = 2 \cdot \frac{1780}{5208,4} = 0,68.$$

1.2.3. Статическая прочность.

Цилиндрические нажимные пружины рассчитываем на кручение в выключенном состоянии сцепления:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{8P'_{\text{пр.вык}} D_{\text{пр.р}}}{\pi d_{\text{пр.р}}^3} = \frac{8 \cdot 390,7 \cdot 18}{3,14 \cdot 4^3} = 280 \text{ МПа.}$$

Рассчитываем пружины гасителя колебаний на кручение с учетом кривизны витка:

$$\tau_{\max} = \frac{8P'_{\text{пр.вык}} D_{\text{пр.р}}}{\pi d_{\text{пр.р}}^3} K,$$

где K – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины:

$$K = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{C}; \quad C = \frac{D_{\text{пр.р}}}{d_{\text{пр.р}}} = 4,5;$$

$$K = \frac{4 \cdot 4,5 - 1}{4 \cdot 4,5 - 4} + \frac{0,615}{4,5} = 1,35;$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 390,7 \cdot 18}{3,14 \cdot 4^3} \cdot 1,35 = 378 \text{ МПа.}$$

Рычаг выключения рассчитываем на изгиб:

$$\sigma = \frac{P_{\text{пр.вык}} l}{enW_{\text{и}}},$$

где e – расстояние от точки приложения силы до точки опоры (все размеры снимаются согласно рис. 6); n – число рычагов выключения сцепления, обычно равно 3...4; l – расстояние от точки приложения силы до опасного сечения; $W_{\text{и}}$ – момент сопротивления изгибу в опасном сечении.

В зависимости от диаметра первичного вала коробки передач, выбираются размеры подшипника и исходя из его рамеров (прил. П4), определяем момент сопротивления:

$$W_{\text{и}} = \frac{0,098(D^4 - d^4)}{d} = \frac{0,098 \cdot (70^4 - 40^4)}{40} = 290 \text{ МПа.}$$

Шлицы ведомого диска рассчитываем на сжатие и на срез.

Напряжение сжатия:

$$\sigma_{\text{с}} = \frac{P}{F - \alpha} = \frac{49079}{2,25 - 0,75} = 32,8 \text{ МПа,}$$

где $F = \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{в}}}{2} i_m = \frac{37 - 28}{2} \cdot 50 \cdot 10 = 2,25 \text{ м;}$

$$P = \frac{M_{\text{к max}} \beta}{r_{\text{ср}}} = \frac{400 \cdot 2}{0,0163} = 49\,079 \text{ Н;}$$

$$r_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{в}}}{4} = \frac{37 + 28}{4} = 16,3 \text{ мм,}$$

где l – длина шлиц; i_m – число шлиц; $\alpha = 0,75$ – коэффициент точности прилегания; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры шлиц (прил. П4).

Напряжение среза определяем из выражения

$$\tau = \frac{P}{i_m l b \alpha} = \frac{49079}{10 \cdot 50 \cdot 6 \cdot 0,75} = 21,8 \text{ МПа,}$$

где $b = 4 \text{ мм}$ – ширина шлиц (прил. П3).

2. ВЫКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВЫКЛЮЧЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА

2.1.1. Усилие на педали.

Усилие на педали при выключении сцепления непостоянно и зависит от упругой характеристики пружины. В выключенном состоянии:

$$P_{\text{пед}} = \frac{P'_{\text{пр.вык}} z}{I_{\text{п.с}} \eta_{\text{п.с}}},$$

где $I_{\text{п.с}}$ – передаточное число привода сцепления; $\eta_{\text{п.с}}$ – коэффициент полезного действия привода сцепления $\eta_{\text{п.с}} = 0,9$.

Передаточное число гидравлического привода сцепления.

$$I_{п.г} = \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{c}{d}\right)\left(\frac{e}{f}\right)\left(\frac{d_{r_2}^2}{d_{r_1}^2}\right) = 3,4 \cdot 1,5 \cdot 4,2 \cdot 4,2 = 90;$$

$$P_{пед} = \frac{390,7 \cdot 16}{90 \cdot 0,9} = 77,2 \text{ Н.}$$

2.1.2. Ход педали сцепления.

Величина полезного хода педали:

$$S_{п} = S_{с.х} + S_{р} = \delta_2 \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{c}{d}\right) + (\delta i + \delta_1) \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{c}{d}\right)\left(\frac{e}{f}\right),$$

где $\delta_2 = 2 \dots 4$ мм – зазор между рычагами и муфтой выключения сцепления (принимаем в расчетах $\delta_2 = 4$ мм);
 $S_{с.х} = 35$ мм – свободный ход педали; $S_{р} = 160$ мм – рабочий ход педали (прил. П2);

$$S_{п} = 57 + 129 = 186 \text{ мм.}$$

2.1.3. Работа, совершаемая водителем при выключении сцепления.

Работа водителя при включении сцепления:

$$A_{вод} = \frac{0,5(P_{пр} + P'_{пр.вык})\varepsilon S}{\eta_{п.с}},$$

где S – ход нажимного диска

$$S = i\delta + m,$$

где m – деформация ведомого диска во включенном состоянии (для упругого диска $m = 1$);

$$S = 4 \cdot 0,9 + 1 = 4,6 \text{ мм;}$$

$$A_{вод} = \frac{0,5 \cdot (5208,4 + 390,7) \cdot 16 \cdot 4,6}{0,9} = 23 \text{ Дж.}$$

Так как для грузового автомобиля работа, совершаемая водителем при выключении сцепления должна быть $A_{вод} < 30$ Дж, то полученная при расчете работа соответствует требованию.

3. ВКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ

3.1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ВКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ

Рассчитываем момент сопротивления движению автомобиля:

$$M_{\psi} = \frac{\psi G_a r_g}{I_T \eta_T},$$

где G_a – сила тяжести автомобиля, равная 93 000 Н; ψ – коэффициент сопротивления движению, равный 0,04; r_g – динамический радиус колеса, равный 0,47 м; η_T – коэффициент полезного действия трансмиссии, равный 0,89; I_T – передаточное число трансмиссии, равное 6,3 (прил. П1).

$$M_{\psi} = \frac{0,04 \cdot 93000 \cdot 0,47}{0,89 \cdot 6,3} = 311,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Определяем момент инерции автомобиля:

$$I_a = \frac{1,05 G_a r_k^2}{g I_T^2},$$

где r_k – радиус кочения колеса.

$$I_a = \frac{1,05 \cdot 93\,000 \cdot 0,47^2}{9,81 \cdot 6,3^2} = 55,4 \text{ Н}\cdot\text{с}^2.$$

Определяем начальную угловую скорость коленчатого вала:

$$\omega_{в.нач} = \omega_N \left(1,5 \frac{\omega_{е.хх}}{\omega_N} + 0,1 \frac{300 I_a}{\omega_N I_B} \right),$$

где

$$\omega_{\text{е.хх.}} = 0,15\omega_N = 0,15 \cdot 300 = 45 \frac{1}{\text{с}};$$

$$\omega_{\text{в.нач}} = 300 \cdot \left(1,5 \cdot \frac{45}{300} + 0,1 \cdot \frac{300}{300} \cdot \frac{1,12}{1,2} \right) = 95,4 \frac{1}{\text{с}}.$$

Решая исходные уравнения со сделанными допущениями, можно получить:

$$\omega_{\text{е}} = \frac{M_{\text{к max}}}{I_{\text{е}}} t - \frac{k_1}{2I_{\text{е}}} t^2 + \omega_{\text{е нач}};$$

$$\omega_{\text{а}} = \frac{k_1}{2I_{\text{а}}} t^2 - \frac{M_{\Psi}}{I_{\text{а}}} t + \omega_{\text{а нач}}.$$

Для построения графика рабочего процесса сцепления (рис. 15) определяем следующие величины:

$$t_1 = \frac{M_{\text{к max}} \Psi}{k_1} = \frac{400 \cdot 0,04}{700} = 0,023 \text{ с};$$

$$t_2 = \frac{M_{\text{к max}}}{k_1} - t_1 = \frac{400}{700} - 0,023 = 0,548 \text{ с};$$

$$t_3 = \frac{\beta M_{\text{к max}}}{k_1} - t_1 - t_2 = \frac{2 \cdot 400}{700} - 0,023 - 0,548 = 0,572 \text{ с};$$

$$t_4 = \frac{I_{\text{а}} (\omega_{\text{в3}} - \omega_{\text{а3}})}{M_{\text{к max}} \left[\beta + \frac{I_{\text{а}}}{I_{\text{в}}} (\beta - 1) \right] - M_{\Psi}};$$

$$\omega_{\text{в1}} = \frac{1}{I_{\text{в}}} \left[M_{\text{к max}} t_1 - \frac{k_1}{2} t_1^2 \right] + \omega_{\text{в нач}} =$$

$$= \frac{1}{1,2} \cdot \left[400 \cdot 0,023 - \frac{700}{2} \cdot 0,023^2 \right] + 95,4 = 102,88 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{в2}} = \frac{1}{I_{\text{в}}} \left[M_{\text{к max}} (t_1 + t_2) - \frac{k_1}{2} (t_1 + t_2)^2 \right] + \omega_{\text{в нач}} =$$

$$= \frac{1}{1,2} \cdot \left[400 \cdot (0,023 + 0,548) - \frac{700}{2} \cdot (0,023 + 0,548)^2 \right] +$$

$$+ 95,4 = 171,55 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{а1,2}} = \frac{1}{I_{\text{а}}} \frac{k_1 t_2^2}{2} = \frac{1}{1,12} \cdot \frac{700 \cdot 0,548^2}{2} = 93,86 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{а3}} = \frac{1}{I_{\text{а}}} \frac{k_1}{2} (t_1 + t_2)^2 = \frac{1}{1,12} \cdot \frac{700}{2} \cdot (0,023 + 0,548)^2 = 101,904 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{в3}} = \frac{1}{I_{\text{в}}} \left[M_{\text{к max}} (t_1 + t_2 + t_3) - \frac{k_1}{2} (t_1 + t_2 + t_3)^2 \right] + \omega_{\text{в нач}} =$$

$$= \frac{1}{1,2} \cdot \left[400 \cdot (0,023 + 0,548 + 0,572) - \frac{700}{2} (0,023 + 0,548 + 0,572)^2 \right] +$$

$$+ 95,4 = 18,99 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{а4}} = \frac{1}{I_{\text{а}}} \left[\beta M_{\text{к max}} t_4 - M_{\Psi} t_4 \right] + \omega_{\text{а3}};$$

$$t_4 = \frac{1,12 \cdot (18,99 - 101,904)}{400 \cdot \left[2 + \frac{1,12}{1,2} \cdot (2 - 1) \right] - 311,8} = 0,1 \text{ с};$$

$$\omega_{\text{а4}} = \frac{1}{1,12} \cdot [2 \cdot 400 \cdot 0,1 - 311,8 \cdot 0,1] + 101,904 = 142,164 \text{ с}^{-1}.$$

Так как при найденных значениях времени t_3 оказалось, что $\omega_{\text{е3}} < \omega_{\text{а3}}$, то дальнейший расчет ведется графически. Этот случай соответствует такому протеканию процесса, при котором $M_{\text{с}}$ не достигает величины $M_{\text{к max}} \beta$ (рис. 18). Работа буксирования сцепления:

$$L_{\sigma} = \int_0^{t_{\sigma}} M_c (\omega_e - \omega_a) dt;$$

$$L_{\sigma} = M_{c. \text{cp}} \Delta \alpha_{\Pi},$$

где $M_{c. \text{cp}} = \frac{M_{\text{сн}} + M_{\text{сн}+1}}{2}$ – среднее значение момента сцепления за интервал Δt .

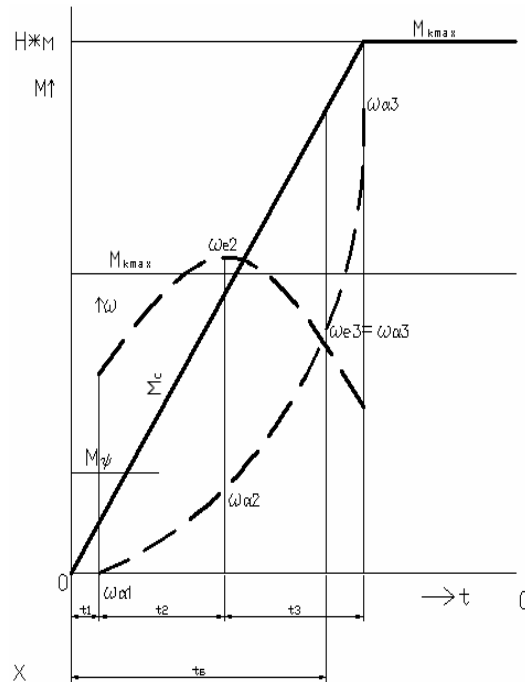


Рис. 18. График рабочего процесса сцепления

Первый участок (Δt_1):

$$M_{\text{cp1}} = \frac{0 + 83}{2} = 41,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\alpha_1 = \left(\frac{0 + 132,2}{2} - 0 \right) \cdot 0,12 = 7,9;$$

$$L_{\sigma 1} = 41,5 \cdot 7,9 = 329,2 \text{ кДж}.$$

Второй участок (Δt_2):

$$M_{\text{cp2}} = \frac{83 + 405}{2} = 244 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\Delta \alpha_2 = \left(\frac{132,2 + 195,5}{2} - \frac{0 + 69}{2} \right) \cdot 0,47 = 137,8;$$

$$L_{\sigma 2} = 244 \cdot 137,8 = 33\,623,2 \text{ Дж}.$$

Третий участок (t_3):

$$M_{\text{cp3}} = \frac{405 + 645}{2} = 525 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\Delta \alpha_3 = \left(\frac{195,5 + 155,6}{2} - \frac{69 + 155,6}{2} \right) \cdot 0,34 = 21,5;$$

$$L_{\sigma 3} = 525 \cdot 21,5 = 11\,287,5.$$

Полная работа.

$$L_{\sigma} = \sum_{i=1}^n M_{\text{cp}} \Delta \alpha_{\Pi} = 329,2 + 33\,623,2 + 11\,287,5 = 45\,240 \text{ Дж}.$$

3.2. ОЦЕНКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

3.2.1. Оценка надежности рабочих поверхностей сцепления.

3.2.1.1. Определяем удельную работу буксования:

$$L_{60} = \frac{L_6}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{45\,240}{\frac{3,14}{4} \cdot (34,2^2 - 18,6^2)} = 70 \text{ Дж/см}^2.$$

Удельная работа не превышает 120 Дж/см².

3.2.1.2. Определяем нагрев нажимного диска за одно включение:

$$\tau_0 = \frac{\gamma L_6}{cm_{н.д}},$$

где $\gamma = 0,5$ – для однодискового сцепления; $m_{н.д.} = 10,5$ кг – масса нажимного диска (прил. П1).

$$\tau_0 = \frac{0,5 \cdot 45\,240}{481,5 \cdot 10,5} = 4,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Допускаемый нагрев нажимного диска: $[\tau] = 10 \dots 15 \text{ } ^\circ\text{C}$.

3.2.2. Оценка влияния рабочего процесса сцепления на формирование эксплуатационных свойств автомобиля.

3.2.2.1. Возможность работы двигателя при выбранном режиме включения сцепления.

$\omega_{\text{е кон.}} < \omega_{\text{е хх}}$ – двигатель не заглохнет.

3.2.2.2. Режим включения сцепления.

$t_6 = 0,93$ с – резкое включение.

3.2.2.3. Тягово-скоростные свойства автомобиля на этапе буксирования сцепления.

а) Скорость автомобиля в момент окончания буксирования

$$V_a = \frac{\omega_{a4} r_k}{I_T} = \frac{142,164 \cdot 0,47}{6,3} = 10,6 \text{ м/с};$$

б) Максимальное ускорение автомобиля в процессе включения сцепления

$$j_{\text{max}} = \frac{(M_{\text{к max}} - M_{\psi}) I_T \eta_T}{r_k \frac{G_a}{g} \delta_{\text{вр}}} = \frac{(400 - 311,8) \cdot 6,3 \cdot 0,89}{0,47 \cdot \frac{93\,000}{9,81} \cdot 3,3} = 0,034 \text{ м/с}^2,$$

где $\delta_{\text{вр}} = 1,04 + 0,4I_k^2$ – коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta_{\text{вр}} = 1,04 + 0,04 \cdot 7,44^2 = 3,3.$$

Исходя из условия дискомфорта, у пассажиров должно выполняться неравенство: $j_{\text{max}} \leq 3,5 \text{ м/с}^2$. В нашем случае выполняется.

в) Ограничение реализации тягово-скоростных свойств автомобиля по сцеплению колес с дорогой.

Отсутствие пробуксовки колес возможно при выполнении условия

$$M_{\text{к max}} < \frac{G_z K_z \varphi_x r_k}{I_T \eta_T},$$

где $G_z = 93\,000$ Н – сила тяжести на ведущие колеса; $K_z = 1,05 \dots 1,12$ – коэффициент распределения реакции (принимаем $K_z = 1,05$); $\varphi_x = 0,7$ – коэффициент сцепления:

$$\varphi_x^{\text{кр}} \text{ Н} \cdot \text{м} < \frac{93\,000 \cdot 1,5 \cdot 0,7 \cdot 0,47}{47 \cdot 0,89} = 859 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пробуксовка отсутствует.

Определяем критическое значение φ_x , при котором наступит пробуксовка:

$$\varphi_x^{\text{кр}} = \frac{M_{\text{к max}} I_T \eta_T}{G_z K_z r_k} = \frac{400 \cdot 6,3 \cdot 0,89}{93\,000 \cdot 1,05 \cdot 0,47} = 0,048 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как для грузового автомобиля работа, совершаемая водителем при выключении сцепления должна быть $A_{\text{вод}} < 30$ Дж, то полученная при расчете работа соответствует требованию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богатырев, А.В. Автомобили / А.В. Богатырев [и др.]. – М. : Колос, 2004. – 496 с.
2. Осепчугов, В.В. Автомобиль. Анализ конструкции и элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989.
3. Вахламов, В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов. – М. : Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.
4. Осипов, В.И. Методические указания к курсовому проекту по теме «Рабочие процессы и расчеты агрегатов автомобиля». Сцепление / В.И. Осипов [и др.]. – М. : МАДИ, 1989.
5. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 376 с.
6. Гришкевич, А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / А.И. Гришкевич. – М. : Машиностроение, 1984.
7. Автомобильный справочник / пер. с англ.; первое русское издание. – М. : Изд-во «За рулем», 1999. – 896 с.

П1. Варианты заданий

Варианты	Тип автомобиля	Сила тягости автомобиля	Максимальный крутящий момент двигателя	Момент инерции ведущих частей сцепления	Угловая скорость двигателя, соответствующая $N_e \text{ max}$	Коэффициент полезного действия трансмиссии	Темп включения сцепления	Передаточное число коробки передач	Передаточное число главной передачи	Радиус колеса	Приведенный коэффициент дорожного сопротивления	Коэффициент запаса сцепления	Масса нажимного диска
		$G_{\text{в}}, \text{H}$	$M_{\text{к max}}, \text{H}\cdot\text{м}$	$J_{\text{с}}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$\omega_{\text{в}}, \text{1/с}$	$\eta_{\text{т}}$	$K_{\text{т}}, \text{H}\cdot\text{м/с}$	$I_{\text{к}}$	$I_{\text{б}}$	$r_{\text{к}}, \text{м}$	ψ	β	$m_{\text{нд}}, \text{кг}$
1	ВАЗ-2107	14 350	94	0,18	510	0,92	140	3,42	4,3	0,32	0,04	1,5	3,2
2	ВАЗ-2109	13 700	98	0,16	500	0,91	135	3,67	4,1	0,34	0,04	1,6	3,6
3	ВАЗ-2110	15 150	101	0,17	520	0,93	130	3,8	4,4	0,38	0,04	1,8	3,8
4	ВАЗ-11113	8500	50	0,12	490	0,85	120	3,67	4,1	0,28	0,04	1,4	3
5	ВАЗ-2131	18 500	110	0,2	520	0,8	150	2,9	4	0,4	0,04	1,5	4,3
6	ИЖ-2126	14 000	105	0,16	580	0,9	90	2,04	4,62	0,3	0,04	1,7	4,2
7	ИЖ-2717	17 500	110	0,2	590	0,91	120	3,49	4,22	0,31	0,04	1,6	4
8	ГАЗ-3302	35 000	270	0,7	300	0,87	300	3,09	6,6	0,42	0,04	2	8,5
9	ГАЗ-2310	28 000	235	0,6	280	0,82	290	3,01	6,2	0,42	0,04	1,9	8,2
10	ЗИЛ-5301АО	69 500	380	1,1	310	0,85	620	7,05	6,1	0,47	0,04	1,95	9,6
11	КамАЗ-43101	147 900	620	2,6	230	0,87	500	4,03	5,43	0,5	0,04	2	15
12	ГАЗ-53А	72 500	320	0,5	310	0,89	600	6,55	6,17	0,42	0,04	2	8,3
13	КамАЗ-55111	191 500	680	2,2	260	0,87	650	7,82	6,53	0,48	0,04	2,3	13
14	КрАЗ-65032	282 000	890	4,1	210	0,88	600	7,73	5,49	0,49	0,04	2	16
15	МАЗ-5551	176 200	660	2,1	290	0,83	630	7,56	6,41	0,5	0,04	2,2	14
16	МАЗ-5335	330 000	860	309	190	0,82	580	7,52	5,41	0,5	0,04	1,9	13
17	УАЗ-31512	16 000	120	0,18	510	0,9	110	2,15	3,85	0,4	0,04	1,8	4,8
18	УАЗ-2206	27800	240	1,2	290	0,85	260	3,2	5,8	0,42	0,04	1,7	3,8
19	Урал-4320-10	136 250	590	2,4	210	0,84	470	4,3	5,7	0,5	0,04	2	13
20	ГАЗ-32213	32 500	260	0,6	290	0,83	290	3,05	6,4	0,4	0,04	1,9	8
21	ЗИЛ-130	93 000	410	1,2	320	0,89	700	7,44	6,32	0,47	0,04	1,9	10,5
22	КамАЗ-5320	148 000	610	2,4	220	0,85	490	4,01	5,41	0,48	0,04	2,1	14
23	ГАЗ-66	54 400	290	0,6	300	0,85	560	5,8	6,1	0,41	0,04	1,8	7,5
24	МАЗ-531605	171 500	710	2,1	240	0,84	550	6,5	5,8	0,45	0,04	2,1	11
25	ВАЗ-2115	13 700	108	0,17	490	0,92	140	3,65	4,2	0,35	0,04	1,5	3,3
26	МАЗ-533602	280 000	850	4,7	220	0,87	400	5,52	5,8	0,51	0,04	2,2	18
27	КамАЗ-5410	195 000	620	2,6	230	0,85	380	4,03	5,43	0,5	0,04	2	13
28	ЗИЛ-433660	190 000	650	2,8	260	0,87	410	6,5	6,2	0,48	0,04	1,9	14
29	УАЗ-39095	30 500	250	1,3	300	0,88	270	3,3	5,9	0,44	0,04	1,8	3,9
30	ГАЗ-3110	19 000	185	0,4	480	0,91	120	3,26	4,3	0,33	0,04	1,4	6,7

П2. Техническая характеристика сцеплений отечественных автомобилей

Параметры	ВАЗ-2106	ВАЗ-2110	УАЗ-3303	ГАЗ-53-12	ГАЗ-3102	Зил-130	КамАЗ-5320	МАЗ-64229	УРАЛ-5557
Число нажимных пружин	1-д	1-д	12	12	9*2	16	12	16	12
Число ведомых дисков	1	1	1	1	1	2	2	2	2
Фрикционные накладки, мм:									
наружный диаметр	200	190	254	300	225	342	350	400	350
внутренний диаметр	142	130	150	164	150	186	200	220	200
толщина	3,3	3,3	3,3	3,5	3,5	4,0	4,5	4,0	4,5
Средний диаметр нажимной пружины, мм			28,5	24,8	21,5	25,5	38,5	31,5	38,5
Число отжимных рычагов нажимного диска, мм	18*	18*	3	3	3*	4	4	4	4
Передаточные числа:									
рычагов	3,5	3,5	3,79	4,68	3,79	5,93	4,85	4,7	4,85
вилки	2,5	2,5	1,44	1,68	1,44	2,12	1,67	1,86	1,67
Ход педали сцепления, мм:									
свободный	25...35	3...5	28...35	35...40	12...25	35...40	30...42	32...42	30...40
полный	120...130	120...130	135...145	165	145...160	180...185	185...195	150...170	195
Зазор между отжимными рычагами и выжимным подшипником, мм	1,5...1,8	1,4...1,7	2,5...3,5	4,0	2,0...3,0	3...4	3,2...4,0	3...4	3,2...4,0
Расстояние между упорным кольцом и нажимным диском, мм	40...43	20,7..22,7	32,1..34,1	50,75..51,25	32,5...34,5	39,7..40,7	53,7...54,3	52,0...54,0	53,7...54,3

Примечание: д – диафрагменная нажимная пружина; 9*2 – девять двойных пружин; 18* – число лепестков диафрагменной пружины.

П3. Параметры шлицевого соединения ведомого диска

Параметры	ВАЗ	ЗИЛ	МАЗ,УРАЛ	КамАЗ
Наружный диаметр шлица, мм	23	37	38	42
Внутренний диаметр шлица, мм	20	28	28	34
Число шлицов	20	10	10	10
Длина шлицов, мм	25	50	60	40
Ширина шлицов, мм	3	6	6	6

П4. ПАРАМЕТРЫ ПОДШИПНИКОВ НЕКОТОРЫХ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Параметры	Номер подшипника	Наружный диаметр D , мм	Внутренний диаметр d , мм	Ширина подшипника H , мм
ВАЗ	6-520806ЕС23	55	31	13
ГАЗ-3302	360710АУС23Ш	82	50,2	20
ГАЗ-53	588911	84,4	52,4	20,8
УАЗ-39095	688911С9	81,5	52,4	20,7
ЗИЛ-130	360708 (И-732)	70	40	18
МАЗ, УРАЛ	9588214К1С9	90	55	23
КАМАЗ-5320	986714КС17	105	70	21,5

П5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ

ВАЗ-2107

Модификация	ВАЗ-2107
Изготовитель	ОАО «АвтоВАЗ»
Тип кузова	седан
Количество дверей	4
Число мест для сиденья	5
Колесная формула	4 × 2
Габаритные размеры, мм:	
длина	4145
ширина	1680
высота	1435
Колея передних (задних) колес, мм	1365 (1321)
Дорожный просвет, мм	160
Колесная база, мм	2424
Масса снаряженного автомобиля, кг	1030
Полная масса, кг	1430
Масса допустимая прицепа, кг	600
Грузоподъемность, кг	400
Двигатель (модель/тип)	ВАЗ-103/карбюраторный
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Компоновочная схема	заднеприводный с продольным расположением силового агрегата
РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ДВИГАТЕЛЯ, Л	1,45
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	55 (75)
Крутящий момент, Н·м	104
Трансмиссия:	
привод	задний
коробка передач	пятиступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,67
вторая передача	2,10
третья передача	1,36
четвертая передача	1,00
пятая передача	0,82
задний ход	3,53
Максимальная скорость, км/ч	150
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	17
Расход топлива на 100 км пути:	
при скорости 90 км/ч, л	7,0
в городском цикле, л	12,6
Шины	165/80R13 или 175/70R13

ВАЗ-2109

Тип кузова	хэтчбэк
Количество дверей	5
Количество мест	5
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	4006
ширина	1650
высота	1402
Колесная база, мм	2460
Колея передняя, мм	1400
Колея задняя мм	1370
Дорожный просвет, мм	160
Масса снаряженного автомобиля, кг	945
Полная масса, кг	1370
Масса допустимая прицепа, кг	750
Грузоподъемность, кг	425
Двигатель	ВАЗ-2108, карбюраторный
Расположение	спереди, поперечно
Рабочий объем двигателя, л	1,5
Номинальная мощность, кВт (мин ⁻¹)	49,8 (5600)
Крутящий момент, Н·м (мин ⁻¹)	100,4 (5600)
Максимальная скорость, км/ч	154

Время разгона до скорости 100 км/ч, с	14
Расход топлива на 100 км пути, л:	
при скорости 90 км/ч	5,7
при скорости 120 км/ч	7,7
в городском цикле	8,7
Марка топлива	АИ-92
Трансмиссия:	
привод	передний
коробка передач	механическая пятиступенчатая
передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,636
вторая передача	1,95
третья передача	1,357
четвертая передача	0,941
пятая передача	0,784
задний ход	3,53
главная передача	3,9
Шины	165/70R13 или 175/70R13
Объем бензобака, л	43
ВАЗ-2110	
Тип кузова	седан
Количество дверей	4
Количество мест	5
Габаритные размеры, мм:	
длина	4262
ширина	1676
высота	1425
Колесная база, мм	2490
Колея передняя, мм	1400
Колея задняя, мм	1400
Дорожный просвет, мм	150
Масса снаряженного автомобиля, кг	1040
Грузоподъемность, кг	475
Полная масса, кг	1650
Двигатель:	
Модель	2110
Тип	четырёхтактный, бензиновый, карбюраторный (с распределенным впрыском топлива)
Число и расположение цилиндров	4, в ряд
Диаметр цилиндров, мм	82
Ход поршня, мм	71
Степень сжатия	9,9
Рабочий объем двигателя, л	1,499
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Номинальная мощность, кВт (при об/мин)	56 (5600)
Крутящий момент, Н·м (при об/мин)	118 (3000)
Марка топлива	АИ-95
Трансмиссия:	
привод	передний
коробка передач	пятиступенчатая
Передаточные числа:	
первая передача	3,636
вторая передача	1,95
третья передача	1,357
четвертая передача	0,941
пятая передача	0,784
задний ход	3,5
главная передача	3,706 или 3,937
Скоростные характеристики:	
максимальная скорость, км/ч	170
время разгона с места до 100 км/ч, с	14
Эксплуатационные характеристики:	
объем багажника, л	450
объем бензобака, л	43
Расход топлива на 100 км пути:	
при скорости 120 км/ч, л	7,1

в городском цикле, л	8,8
Шины	175/70R13

ВАЗ-1113

Время разгона до скорости 100 км/ч, с	24
Максимальная скорость, км/ч	130
Объем багажного отделения, м ³	0,18...0,14
Расход топлива на 100 км пути, л:	
при скорости 90 км/ч	4,5
в городском цикле	5,8
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	3210
ширина	1420
высота	1400
Полезная масса, кг	340
Собственная масса, кг	645
Двигатель:	
Тип	бензиновый, четырёхтактный, карбюраторный
Число и расположение цилиндров	четыре в ряд спереди, поперечно
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	82×71
Степень сжатия	9,9
Рабочий объем двигателя, л	0,749
Номинальная мощность, кВт	44,2
Рекомендуемое топливо	АИ-92
Привод	передний
Сцепление	однодисковое, сухое с центральной нажимной пружиной
Привод выключения сцепления	тросовый, беззоровый
Коробка передач	механическая четырёхступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,7
вторая передача	2,06
третья передача	1,27
четвертая передача	0,90
задний ход	3,67
главная передача	4,1 или 4,3
Шины	135/80R12

ВАЗ-2131

Габаритные размеры, мм:	
длина	4240
ширина	1680
высота	1640
Колесная база, мм	2700
Колея передних/задних колес, мм	1430/1400
Колесная формула	4×4
Масса снаряженного автомобиля, кг	1350
Число мест	5
Двигатель	с распределенным впрыском топлива ВАЗ-2130-20
Рабочий объем двигателя, л	1,79
Максимальная мощность, кВт (при об/мин)	62 (5400)
Максимальный, крутящий момент, Н·м (при об/мин)	129,5 (3600)
Сцепление	однодисковое, сухое, диафрагменного типа
Коробка передач	механическая пятиступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,667
вторая передача	2,100
третья передача	1,361
четвертая передача	1,00
пятая передача	0,82
задний ход	3,526

Передаточное число главной передачи	3,9 или 4,1
Максимальная скорость, км/ч	132
Время разгона с места до 100км/ч, с	21
Расход топлива, л/100 км:	
при 90 км/ч	10,1
при 120 км/ч	11,5
в городском цикле	12
Размер шин	175/80R16 или 185/75R16

ИЖ-2126

Тип кузова	универсал цельно-металлический несущего типа
Колесная формула	4×2
Габаритные размеры, мм:	
длина	4053
ширина	1942
высота	1437
Количество дверей, шт.	5
Количество мест, чел.	5
Снаряженная масса, кг	1000
Полезная масса автомобиля, кг	400
Полная масса, кг	1400
Колесная база, мм	2470
Дорожный просвет, мм	155
Объем багажного отсека, м ³	0,958
Максимальная скорость, км/ч	145
Время разгона до 100 км/ч, с	17
Двигатель:	
Тип двигателя	бензиновый четырех-тактный УЗАМ-331
Максимальная мощность, кВт	72,8
Максимальный крутящий момент, Н·м	140
Рабочий объем двигателя, л	1,816
Расход топлива на 100км при скорости 90 км/ч, л	6,0
Система зажигания	бесконтактная
Топливо	бензин АИ-92
Объем топливного бака, л	45
Коробка передач	механическая пятиступенчатая
Колея передних (задних) колес, мм	1390 (1380)

ИЖ-2717

Тип кузова	фургон цельно-металлический
Полная масса, кг	1750
Масса снаряженного автомобиля, кг	1010
Объем багажного отделения, м ³	3,5
Колесная формула	4×2
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	4400
ширина	1677
высота	1740
Двигатель	бензиновый четырёхтактный карбюраторный УЗАМ-331 или ВАЗ-2106
Рабочий объем двигателя, л	1,816
Мощность двигателя, кВт	85
Крутящий момент, Н м	135
Максимальная скорость, км/ч	120
Время разгона до 100 км/ч, с	18
Колесная база, мм	2700
Коробка передач	пятиступенчатая механическая
Система зажигания	контактная
Размер шин	175/80R16 или 185/75R16

Тормоза:	
передние	дисковые
задние	барабанные
Расход топлива:	
на 100 км при 90 км/ч, л	8,1
на 100 км при 120 км/ч	9,9
на 100 км, городской цикл, л	11,1
Объем топливного бака, л	64
Масса перевозимого груза, кг	700
Колея передних (задних) колес, мм	1390

ГАЗ-3302

Колесная формула	4×2
Число мест	3
Масса снаряженного автомобиля, кг	1850
Полная масса автомобиля, кг	3500
Грузоподъемность, кг	1500
Двигатель:	
Модель	ЗМЗ-4025.10
Тип	бензиновый, рядный, четырёхцилиндровый, четырёхтактный, клапанный, карбюраторный
Рабочий объем, л	2,445
Степень сжатия	6,7
Номинальная мощность, кВт (об/мин)	66,2 (4500)
Максимальный крутящий момент, Н·м	172,6
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	92×92
Топливо	бензин А-76
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	5440
ширина	2100
высота	2120
Внутренние размеры грузовой платформы, мм:	
длина	3056
ширина	1943
высота	380
Дорожный просвет, мм	170
Колесная база, мм	2900
Колея передних/задних колес, мм	1700
Максимальная скорость, км/ч	115
Время разгона до 60 км/ч, с	17
Расход топлива, л/100 км (при 60 км/ч)	11
Шины (размер)	175R16C или 185/75R16C
Сцепление	однодисковое сухое с гидроприводом
Коробка передач	механическая, пятиступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	4,05
вторая передача	2,34
третья передача	1,395
четвертая передача	1,0
пятая передача	0,849
задний ход	3,51
Подвески	зависимые рессорные с телескопическими амортизаторами
Рулевое управление	рулевой механизм «винт-шариковая гайка» с встроенным гидроусилителем
Тормоза:	
передние	дисковые
задние	барабанные

ГАЗ-2310

Колесная формула	4×2
Общая характеристика	грузовой автомобиль, тентованный
Количество мест	3

Масса снаряженного автомобиля, кг	1750
Полная масса автомобиля, кг	2800
Максимальная скорость движения, км/ч	120
Расход топлива на 100 км пути при скорости движения, л:	
при 60 км/ч	9,5
при 80 км/ч	10,7
Тип двигателя (кол-во цилиндров)	рядный четы- рехцилиндровый
Рабочий объем двигателя, л	2,445
Степень сжатия	8,2
Номинальная мощность, кВт (об/мин)	73,5 (4500)
Крутящий момент, Н·м	182,4
Разгон до 100 км/ч, с	20
Тип топлива	бензин АИ-92
Система газораспределения	верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала
Система питания	карбюратор
Коробка передач	механическая пятиступенчатая
Передаточные числа:	
первая передача	4,05
вторая передача	2,34
третья передача	1,395
четвертая передача	1,0
пятая передача	0,849
Передача заднего хода	3,51
Сцепление	однодисковое сухое с гидроприводом
Габаритные размеры:	
длина, мм	4810
ширина, мм	2095
высота, мм	2370
Колесная база, мм	2760
Колея колес спереди (сзади), мм	1700
Клиренс, мм	150
Размер шин	185/75R16
Объем топливного бака, л	70

ЗИЛ-5301А0

Масса перевозимого груза, кг	3000
Масса снаряженного фургона, кг	4070
Распределение нагрузки на дорогу от снаряженной массы через шины, Н (кг·с):	
передних колес	20 700 (2070)
заднего моста	20 000 (2000)
Допустимая полная масса, кг	6950
Допустимые нагрузки на дорогу от полной массы через шины, Н (кг·с):	
передних колес	23 500 (2350)
заднего моста	49 000 (4900)
Внутренние размеры грузового отсека, мм	4000×1946×1949
Радиус поворота, м	7,0
Максимальная скорость, км/ч	95
Двигатель:	
Модель	Д-245.12С ММЗ (Евро 2)
Тип	дизельный с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха
Рабочий объем, л	4,75
Мощность, л.с (кВт)	80(240)
Крутящий момент, Н·м (об/мин)	350 (1300...1700)
Сцепление	фрикционное, сухое, однодисковое
Привод сцепления	гидравлический с пневмоусилителем
Коробка передач	механическая, пятиступенчатая
Передаточные числа передач:	
первая передача	6,45
вторая передача	3,56
третья передача	1,98
четвертая передача	1,275
пятая передача	1,0
задний ход	6,15
Ведущий мост	одноступенчатый гипоидный

Колеса	дисковые 6,53×16н2
Шины	бескамерные 225/75R16C
Рулевой механизм	со встроенным гидравлическим усилителем
Тормозные механизмы:	
Передние	дисковые
Задние	барабанные
Кузов	фургон
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	6195
ширина	2319
высота	2885
База, мм	3650
Колея передних (задних) колес, мм	1820 (1690)

КАМАЗ 43101

Тип	бортовой автомобиль-тягач
Колесная формула	6×6
Полная масса автомобиля, кг	14 790
Снаряженная масса автомобиля, кг	8350
Масса перевозимого груза, кг	6000
Полная масса автопоезда, кг	10 000
Допустимая полная масса прицепа, кг	7000
Двигатель	КАМАЗ-7403.10
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.) 191 (260)	
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	785(80)
Угол преодолеваемого подъема, не менее, град:	
автомобилем	31
автопоездом	20
Максимальная скорость, км/ч	85
Колеса дисковые	310-533
Шины	1220×440-533 или 425/85 R21
Глубина преодолеваемого брода, м	1,5
Распределение массы снаряженного автомобиля на дорогу, кг:	
через передний мост	4300
через заднюю тележку	4050
То же, для автомобилей полной массы, кг:	
через передний мост	5005
через заднюю тележку	9785
Контрольный расход топлива на 100 км пути при движении с полной нагрузкой и скоростью 60 км/ч, л:	
автомобиля	30
Вместимость топливных баков, л	125×2

ГАЗ-53А

Колесная формула	4×2
Грузоподъемность, кг	4500
Пассажировместимость	2
Собственный вес автомобиля (без груза), кг	3250
Полный вес автомобиля (без груза), кг	7400
База автомобиля, мм	3700
Колея колес, мм:	
передних	1630
задних	1690
Наименьший радиус поворота по оси следа внешнего переднего колеса, м	
	8
Наименьший дорожный просвет, мм	
	265
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	6395
ширина	2380
высота	2220

Тип двигателя	четырёхтактный, карбюраторный, бензиновый
Модель двигателя	ЗМЗ-53-11
Число цилиндров и их расположение	8, V-образное
Рабочий объем цилиндров, л	4,25
Степень сжатия	7,0 или 7,6
Диаметр цилиндров и ход поршня, мм	92×80
Номинальная мощность, кВт (об/мин)	88,5 (3400)
Максимальный крутящий момент, Н·м (об/мин)	284,4 (2000...2500)
Сцепление	однодисковое, сухое с механическим приводом
Коробка передач	механическая, трехходовая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	6,55
вторая передача	3,09
третья передача	1,71
четвертая передача	1,0
задний ход	7,77
Колеса	дисковые, с ободом 6,0Б-20 (152Б-508), с разрезным бортовым кольцом
Шины	пневматические, радиальные размером 8,25R20 (240R508) и диагональные разме- ром 8,25-20(240-508)
Тормоза	колодочные, барабанного типа
Максимальная скорость, км/ч	90
Контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч, л/100 км	19,6

КАМАЗ-55111 (6 × 4)

Масса снаряженного автомобиля, кг	9050
Нагрузка на переднюю ось, кг	3850
Нагрузка на заднюю тележку, кг	5200
Грузоподъемность а/м, кг	13 000
Полная масса автомобиля, кг	22 200
Распределение полной массы автомобиля, кг:	
нагрузка на переднюю ось, кг	5500
нагрузка на заднюю тележку, кг	16 700
Полная масса прицепа, кг	12 800
Максимальная скорость движения автомобиля, км/ч	80...90
Двигатель:	
модель	740.31-240 (Евро-2)
тип	дизельный с турбонаддувом, с промежуточным охлаждением наддувочного возду- ха
Порядок работы цилиндров	1-5-4-2-6-3-7-8
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	162 (220)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	667(68)
Частота вращения коленвала, об/мин:	
номинальная	2600
при максимальном крутящем моменте	1600...1800
Расположение и число цилиндров	V-образное, 8
Рабочий объем, л	10,85
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	120×120
Степень сжатия	16,5
Вместимость топливного бака, л	350
Электрооборудование:	
Напряжение, В	24, 2 × 12/190
Тип сцепления	фрикционное, сухое, двухдисковое, с периферийным расположением пружин
Привод сцепления	гидравлический с пневматическим усилителем

Передаваемый крутящий момент, Н · м	638
Число трущихся поверхностей	4
Количество нажимных пружин	12
Коробка передач:	
тип	механическая, пяти- ступенчатая с треххо- довым механизмом переключения передач
Передаточные числа:	
первая передача	7,82
вторая передача	4,03
третья передача	2,50
четвертая передача	1,53
пятая передача	1,00
Задний ход	7,38
Управление	механическое, с дистанционным приводом
Привод тормозов	пневматический
Тип колес	дисковые
Тип шин	пневматические, камерные
Размер шины	260-508P
Размер обода, мм	178-508

КрАЗ-65032-043

Масса снаряженного автомобиля, кг	13 200
передаваемая шинами передней оси, кг	5400
передаваемая шинами тележки, кг	7800
Масса автомобиля полная, кг	31 300
передаваемая шинами передней оси, кг	6600
передаваемая шинами тележки, кг	24 700
грузоподъемность (конструктивно допустимая), кг	18 000 (20 000)
Двигатель	дизель ЯМЗ-238Д с турбонаддувом
Число и расположение цилиндров	V-образная восьмерка
Рабочий объем, л	14,86
Мощность, кВт	212
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	1140
Сцепление	двухдисковое, сухое
Коробка передач	двухдиапазонная, восьмисту- пенчатая
Передаточные числа коробки передач	7,73; 5,52; 3,94; 2,80; 1,96; 1,39; 1,00; 0,71; 11,79; 2,99
Главная передача	мосты центральные, двухступенчатые, однокоростные, средний мост проходного типа
Передаточное число главной передачи	8,173
вышая передача	0,95
низшая передача	1,31
Передняя подвеска	зависимая, на двух полуэллиптических рессорах, работающих совместно с двумя гидравли- ческими амортизаторами
Задняя подвеска	зависимая, балансирная на двух полуэллиптических рессорах
Рулевой механизм	механический, с гидроусили- телем
Рабочие тормоза	тормозные механизмы колес ные барабанного типа, с внутренними колодками
Стояночные тормоза	трансмиссионный тормоз барабанного типа на выходном валу раздаточной коробки; привод механический
Вспомогательные тормоза	дрессельного типа, привод пневматический
Шины	12.00R20 (320R-508)
Размер обода	216B-508 (8,5в-20)
Топливный бак, л	1×250
Напряжение бортовой сети, В	24
Максимальная скорость, км/ч	72
Максимальный преодолеваемый подъем, % 25	
Расход топлива, л/100 км	35,0
Радиус поворота, м	12,6
Объем платформы, м ³	12
Габаритные размеры автомобиля, мм ...	

длина	8290
ширина	2484
высота	2800

МАЗ-5551

Колесная формула	4×2
Грузоподъемность, кг	10 000
Полная масса автомобиля, кг	17 620
Распределение полной массы на переднюю ось, кг	6120
Распределение полной массы на заднюю ось, кг	11 500
Масса снаряженного автомобиля, кг ...	7470
Модель двигателя	ЯМЗ-236М2
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	132(180)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	667(68)
Модель коробки передач	ЯМЗ-236П
Число передач	5
Передаточное число	7,79
Емкость топливного бака, л	200
Контрольный расход топлива, л	22,8
Максимальная скорость, км/ч	83
Шины, размер	12.00R20
Погрузочная высота, мм	1500
База, мм	3300
Объем платформы, м ³	5,4
Ведущие мосты	двухступенчатый с планетарной передачей
Подвеска передняя	многолистовые рессоры с амортизаторами
Подвеска задняя	многолистовые рессоры со стабилизатором поперечной устойчивости
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	5990
ширина	2500
высота	2925
Колея передних (задних) колес, мм	2032

МАЗ-5335

Колесная формула	4×2
Масса перевозимого груза, кг	8400
Масса снаряженного автомобиля, кг	7450
Полная масса, кг	16 000
Допустимая масса прицепа, кг	20 000
Погрузочная высота, мм	1450
База, мм	3950
Колея передних (задних) колес, мм	2032
Дорожный просвет, мм	270
Максимальная скорость, км/ч	75
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	8530
ширина	2500
высота	3700
Двигатель (модель/тип)	ЯМЗ-238, дизель
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	194,9 (265)
Электрооборудование, В	24
Сцепление	двухдисковое, сухое
Количество нажимных пружин	24
Коробка передач	механическая, пятиступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	5,26
вторая передача	2,90
третья передача	1,52
четвертая передача	1,00
пятая передача	0,66
задний ход	5,48

Размеры шин, мм (дюймы)	300-508P (11,00...20)
Передаточное число главной передачи	7,24
Передаточное число рулевого механизма	23,6
Тормоза	барабанные на все колеса, с пневматическим приводом
Подвеска передняя	на продольных полуэллиптических рессорах, амортизаторы
Подвеска задняя	гидравлические телескопические на продольных полуэллиптических рессорах, с дополнительными рессорами

УАЗ-31512

Колесная формула	4×4
Количество мест	7
Габаритные размеры, мм	
длина	4025
ширина	1785
высота	1990
Дорожный просвет, мм	220 (300 – при редукторных мостах)
Глубина преодолеваемого брода, м	0,5
Наибольший уровень преодолеваемого подъема при полной массе, град	31
Масса снаряженного автомобиля, кг	1600
Полная масса, кг	2350
Грузоподъемность, кг	750
База, мм	2380
Колея передних (задних) колес, мм	1230 (1445)
Максимальная скорость, км/ч	110
Расход топлива при скорости 90 км/ч, л/100 км	16,2
Двигатель:	УМЗ 4178.10, карбюраторный
топливо	бензин А-76
рабочий объем, л	2,445
Мощность, л.с.	92
Максимальный крутящий момент Н·м (кгс·м)	159,8 (16,3)
Сцепление	сухое, однодисковое с гидроприводом
Коробка передач	механическая, четырехступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,78
вторая передача	2,60
третья передача	1,55
четвертая передача	1,00
задний ход	4,12
Раздаточная коробка	двухступенчатая
Тормозная система	двухступенчатая, с вакуумным усилителем, тормозные механизмы барабанного типа
Шины	215/90-15С, 215/90R15С, 225/75R16, 225R16С

УАЗ-2206

Тип кузова	микроавтобус
Колесная формула	4×4
Количество посадочных мест	9...11
Габаритные размеры, мм:	
длина	4440
ширина	1940
высота	2101
Колесная база, мм	2300
Колея передняя, мм	1445
Колея задняя, мм	1445
Глубина преодолеваемого брода,	0,7
Наибольший преодолеваемый подъем при полной массе, град	30
Расход топлива при скорости 90 км/ч, л/100 км	16,5
Двигатель:	
Расположение двигателя	спереди, продольно
Рабочий объем двигателя, л	2,445
Система питания	карбюратор

Мощность, л.с. (кВт)	92(98)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	159,8 (16,3)
Топливо	бензин АИ-76
Трансмиссия:	
Привод	постоянный привод на все колеса
Коробка передач	механическая, четырехступенчатая
Подвеска:	
тип задней подвески	рессора
тип передней подвески	рессора
Тормозная система	двухконтурная, с вакуумным усилителем
Рулевое управление:	
Тип рулевого управления	глобоидный червяк с рециркулирующими шариками 9,9
Диаметр разворота, м	
Тип тормозной системы:	
передние тормоза	барабанные
задние тормоза	барабанные
Объем топливного бака, л	86
Максимальная скорость, км/ч	117
Дорожный просвет, мм	220
Снаряженная масса автомобиля, кг	1855
Допустимая полная масса, кг	2780
Грузоподъемность, кг	750
Размер шин	225/75R16,225R16C,215/ 90-15C,215/90R15C

УРАЛ-4320

Колесная формула	6×6
Масса перевозимого груза, кг	5000
Распределение полной массы автомобиля, кг:	
на передний мост	4635
на заднюю тележку	8990
Полная масса буксируемого прицепа (полуприцепа), кг	11 500
Полная масса, кг	13 625
Максимальная скорость, км/ч	75
Двигатель:	ЯМЗ-236М2 дизельный, четырехтактный, с воспламенителем от сжатия, шестицилиндровый, V-образный
Номинальная мощность при 2100 об/мин, кВт (л.с.)	132 (180)
Максимальный крутящий момент при Н·м (кгс·м)	667(68)
Сцепление	двухдисковое с пневматическим усилителем
Коробка передач	механическая, пятиступенчатая трехскоростная
Раздаточная коробка	механическая, двухступенчатая с блокируемым межосевым дифференциалом
Ведущие мосты	проходного типа с верхним расположением главной передачи
Кабина	цельнометаллическая, трехместная, оборудована системой вентиляции
Подвеска:	
передняя	на двух полуэллиптических рессорах с гидравлическими телескопическими амортизаторами задняя балансирная с реак- тивными штангами
Рулевое управление	с гидравлическим усилителем двухстороннего действия
Рабочая тормозная система	с пневмогидравлическим двухконтурным приводом
Вспомогательная тормозная система	тормоз-замедлитель моторного типа, компрессионный
Электрооборудование:	
номинальное напряжение, В	24
аккумуляторная батарея	2 шт. емкость 190 А/ч (каждой)
Шины	14.00-20 146G ОИ-25 с регулируемым давлением
Монтажная длина рамы под размещение оборудования, мм	3635
Емкость топливного бака, л	210 + 60

Дорожный просвет, мм	400
Внешний габаритный радиус поворота по буферу, м	11.4
Габаритные размеры автомобиля, мм	
длина	7380
ширина	2500
высота	2925
Расход топлива при скорости 60 км/ч на 100 км пути, л	29
Внутренние размеры платформы, мм	3890×2330×1000
Число мест для перевозки людей	27

ГАЗ-32213

Тип кузова	минивэн
Количество дверей	4
Количество мест	14
Объем двигателя, см ³	2,890
Тип двигателя	L4
Мощность двигателя, л.с. при 4200 об/мин	84
Тип привода	задний
Марка топлива	бензин АИ-92
Максимальная скорость, км/ч	115
Крутящий момент, Н·м/об мин	189/2200
Расход топлива на 100 км при скорости 60 км/ч, л	11
Расположение клапанов и распределительного вала	верхнеклапанный с нижним расположением распределительного вала
Компоновка двигателя	спереди, продольно
Система питания	карбюратор
Коробка передач	механическая пятиступенчатая
Передаточные числа передач:	
первая передача	4,05
вторая передача	2,34
третья передача	1,395
четвертая передача	1,0
пятая передача	0,849
задний ход	3,51
Сцепление	однодисковое сухое с гидравлическим приводом
Подвеска передняя	поперечный рычаг, пружина
Подвеска задняя	неразрезная балка моста, рессора
Тормоза передние	дисковые
Тормоза задние	барабанные
Габаритные размеры, мм:	
длина	5500
ширина	2075
высота	2200
Колесная база, мм	2900
Колея колес спереди, мм	1700
Колея колес сзади, мм	1560
Клиренс, мм	170
Размер шин	175/80 R16
Масса снаряженного автомобиля, кг	2240
Полная масса автомобиля, кг	3250
Грузоподъемность, кг	800
Объем топливного бака, л	70

ЗИЛ-130

Грузоподъемность, кг	6000
Допустимая масса буксируемого прицепа, кг	8000
Собственная масса, кг	4300
Полная масса, кг	10 525
Максимальная скорость, км/ч	90
Контрольный расход топлива при 40 км/ч, л/100 км	29
Габаритные размеры автомобиля	
длина	6675
ширина	2500
высота	2400
База, мм	3800
Колея передних (задних) колес, мм	1800 (1850)
Тип двигателя	четырёхтактный, карбюраторный

	верхнеклапанный, V-образный
Бензин	А-76
Топливный бак, л	170
Максимальная мощность, л/с (кВт) при 3 200 об/мин	150 (110,3)
Максимальный крутящий момент, кг·см (Н·м)	41 (410)
Коробка передач	пятитиступенчатая, с синхронизаторами на 2, 3, 4 и 5 передачах
Передаточные числа передач:	
первая передача	7,44
вторая передача	4,1
третья передача	2,29
четвертая передача	1,47
пятая передача	1,0
задний ход	7,09
Сцепление	однодисковое, сухое
Подвеска:	
передняя	на продольных полуэллиптических рессорах, амортизаторы гидравлические
задняя	телескопические на продольных полуэллиптических рессорах, с дополнительными рессорами
Тормоза	барабанные, на все колеса с пневматическим приводом
Колеса	дисковые, 7,0...20
Шины	радиальные камерные, 260R508

КАМАЗ-5320

Колесная формула	6×4
Масса перевозимого груза, кг	8000
Масса снаряженного автомобиля, кг	7080
Полная масса, кг	15 305
Допустимая масса прицепа, кг	11 500
Двигатель (модель, тип)	КАМАЗ-740.10, дизель
Число и расположение цилиндров	восьмицилиндровый, V-образный
Диаметр цилиндров и ход поршня, мм ...	120×120
Рабочий объем, л	10,85
Степень сжатия	17
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	154 (210)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	637 (65)
Номинальная частота вращения коленвала, об/мин	2600
Сцепление	сухое, фрикционное, двухдисковое, с периферийным расположением пружин
Привод сцепления	гидравлический с пневмоусилителем
Число трущихся поверхностей	4
Количество нажимных пружин	12
Коробка передач	десятиступенчатая механическая с делителем
Передаточные числа передач (при включенной в делителе передаче: Н – низшей, В – высшей):	
первая передача	Н-7,82; В-6,38
вторая передача	Н-4,03; В-3,29
третья передача	Н-2,5; В-2,04
четвертая передача	Н-1,53; В-1,25
пятая передача	Н-1,00; В-0,815
задний ход	Н-7,38; В-6,02
Внутренние размеры платформы, мм:	
длина	5200
ширина	2320
высота	500
Погрузочная высота, мм	1350
База, мм	3190
Колея передних (задних) колес, мм	2026 (1856)
Дорожный просвет, мм	280
Расход топлива на 100 км пути, л	27
Габаритные размеры автомобиля, мм	7435×2500×3350
Размер обода, мм (дюймы)	178-508 (7,0-20)
Размер шины, мм	260-508P

ГАЗ-66

Колесная формула	4×4
------------------------	-----

Кузов	металлическая платформа с откидным задним бортом, продольными откидными сиденьями, боковыми и передней съемными решетками		
Кабина	двухместная, расположена над двигателем, откидывается вперед, оборудована местами крепления ремней безопасности и спальным местом. Сиденье водителя регулируется по длине и углу наклона спинки		
Грузоподъемность, кг	2000		
Снаряженная масса (без лебедки), кг	3440		
Полная масса, кг	5770		
Допустимая масса прицепа, кг	2000		
Максимальная скорость автомобиля, км/ч	90		
Время разгона автомобиля до 60 км/ч, с	30		
Максимально преодолеваемый подъем, град.	31		
Контрольный расход топлива автомобиля при скорости 60 км/ч, л/100 км	20		
Глубина преодолеваемого брода, м	1,0		
Двигатель	ЗМЗ-66-06, оборудованный компрессором для подкачки шин и привода тормозов прицепа		
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	88,3 (100)		
Внутренние размеры платформы, мм:			
длина	3313		
ширина	2050		
высота	890		
Габаритные размеры автомобиля, мм:			
длина	5806		
ширина	2322		
высота	2520		
Погрузочная высота, мм	1110		
Колесная база, мм	3300		
Колея передних (задних) колес, мм	1750		
Дорожный просвет, мм	315		
Сцепление	сухое, фрикционное		
Привод включения сцепления	гидравлический		
Коробка передач	механическая четырехступенчатая		
Передаточные числа передач:			
первая передача	6,55		
вторая передача	3,09		
третья передача	1,71		
четвертая передача	1,00		
задний ход	7,77		
Раздаточная коробка	механическая двухступенчатая		
Колеса	дисковые 8.00СУ-18 с разъемным ободом. Крепление на шести шпильках		
Шины	с регулируемым давлением	воздуха 12,00-18 (320-457),	мод. К-70
Подвеска	зависимая; передняя и задняя на полуэллиптических рессорах с амортизаторами		
Рабочая тормозная система	с барабанными механизмами, двухконтурным гидравлическим приводом гидровакуумным усилителем в каждом контуре, оборудована двухпроводным пневмовыводом для тормозов прицепа		
Рулевой механизм	глобоидальный червяк с трех-ребровым роликом, передаточное число 21,3. Имеется разнесенный гидравлический усилитель		
Топливные баки, л	2×105		

МАЗ-531605

Колесная формула	4×4
Полная масса автопоезда, кг	37 150
Полная масса автомобиля, кг	17 150
Распределение полной массы на переднюю ось, кг	7150
Распределение полной массы на заднюю ось, кг	10 000
Масса снаряженного автомобиля, кг	10 000
Модель двигателя	ЯМЗ-238ДЕ2,(ЕВРО-2)
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	243 (330)
Крутящий момент, Н м (кгс м)	1225(125)
Модель коробки передач	ЯМЗ-238М
Число коробки передач	8
Подвеска:	
передняя	многолистовые рессоры с амортизаторами
задняя	многолистовые рессоры со стабилизатором поперечной устойчивости

Кабина	с двумя спальными местами
Рулевое управление	рулевой механизм со встроенным распределителем и вынесенным цилиндром
Емкость топливного бака, л	350
Погрузочная высота, мм	1600
База, мм	4600
Передаточное число ведущего моста	6,59
Шины	1350×550-533R
Максимальная скорость, км/ч	85
Грузоподъемность, кг	6000
Объем платформы, м ³	21

ВАЗ-2115

Компоновочная схема	переднеприводный с поперечным расположением силового агрегата
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	4330
ширина	1415
высота	1620
Колесная база, мм	2460
Грузоподъемность, кг	425
Масса снаряженного автомобиля, кг	970
Вместимость, чел.	5
Объем багажного отделения, м ³	0,427
Двигатель	карбюраторный с электронной системой впрыска топлива
Рабочий объем двигателя, л	1,5
Номинальная мощность, кВт	52,5
Крутящий момент, Н · м	120
Максимальная скорость, км/ч	155
Время разгона до скорости 100 км/ч, с ...	13
Сцепление	однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной
Привод выключения сцепления	тросовый, беззазорный
Коробка передач	механическая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,636
вторая передача	1,95
третья передача	1,357
четвертая передача	0,941
пятая передача	0,784
задний ход	3,5
главная передача	3,706
Расход топлива на 100 км пути, л:	
при скорости 90 км/ч	5,7
при скорости 120 км/ч	7,8
в городском цикле	8,9
Шины	165/70R13 или 175/70R13

МАЗ-533602

Колесная формула	4×2
Полная масса автопоезда, кг,	
номинальная/допустимая	28 500
Полная масса автомобиля, кг,	
номинальная/допустимая	16 500 (18 000)
Распределение полной массы на	
переднюю ось, кг	6500
Распределение полной массы на	
заднюю ось, кг	10 000 (11 500)
Масса снаряженного автомобиля, кг	8700
База, мм	4900
Погрузочная высота, мм	1400
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	8600
ширина	2500
высота	3160
Модель двигателя	ЯМЗ-236НЕ2 (ЕВРО-2)
Тип двигателя	дизель, турбо
Число и расположение цилиндров	6, V-образное
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	169 (230)
Максимальный крутящий момент,	
Н · м (кгс · м).....	882 (90)
Модель коробки передач	ЯМЗ-236П

Тип коробки передач	механическая пятиступенчатая
Диапазон коробки передач	5,26...0,66
Передаточное число ведущего моста	7,79
Подвеска передняя	многолистовые рессоры с амортизаторами
Подвеска задняя	многолистовые рессоры со стабилизатором поперечной устойчивости
Тип колес	бездисковые, трехкомпозиционные
Размер колес	8,5...20
Шины, размер	10.00R20
Топливный бак, л	500
Максимальная скорость, км/ч	100
Расход топлива на 100 км при скорости 60 км/ч, л	20,5
Грузоподъемность, кг	8300
Объем платформы, м ³	34,5
Длина платформы, мм	3000...6000
Количество осей	2
Количество колес	6

КамАЗ-5410

Общая характеристика	сидельный тягач, предназначенный для эксплуатации по дорогам всех категорий
Колесная формула	6×4
Полная масса буксируемого прицепа, кг ...	11 500
Масса снаряженного сидельного тягача, кг	6500
Полная масса автопоезда, кг	26 000
Нагрузка на сидельно-сцепное устройство, кН (кг·с)	78,4 (8000)
Двигатель	КамАЗ-740.10-20, дизельный восьмицилиндровый, V-образный, угол развала 90°
Число и расположение цилиндров	
Диаметр цилиндров и ход поршня, мм	120×120
Рабочий объем, л	10,85
Степень сжатия	16
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	162 (220)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	667(68)
Номинальная частота вращения коленвала, об/мин	2600
Система наддува	газотурбинная с двумя турбокомпрессами
Сцепление	фрикционное, сухое, двухдисковое
Передаваемый крутящий момент, Н·м (кгс·м)	638 (65)
Привод сцепления	гидравлический с пневмоусилителем
Коробка передач	механическая десятиступенчатая, состоящая из основной пятиступенчатой КП и переднего двухступенчатого редуктора-делителя передач
Передаточные числа (при включенной в делителе передаче: Н – низшей, В – высшей):	
первая передача	Н-7,82; В-6,38
вторая передача	Н-4,03; В-3,29
третья передача	Н-2,5; В-2,04
четвертая передача	Н-1,53; В-1,25
пятая передача	Н-1,00; В-0,815
задний ход	Н-7,38; В-6,02
Колесная база, мм	2840 (1320)
Дорожный просвет, мм	280
Колея передних (задних) колес, мм	2026 (1856)
Расход топлива автопоездом на 100 км, л ...	33,8
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	6180
ширина	2500
высота	2830
Размер обода, мм (дюймы)	178-508 (7,0...20)
Размер шины, мм	260-508P

ЗИЛ-433360

Масса перевозимого груза, кг	6000
Масса снаряженного автомобиля, кг	4475
Распределение нагрузки на дорогу от снаряженной массы через шины, Н (кг·с):	
передних колес	22 050 (2205)
заднего моста	22 700 (2270)
Допустимая полная масса автомобиля, кг ...	11 000
Допустимые нагрузки на дорогу от полной массы	

через шины, Н (кг·с):	
передних колес	30 000 (3000)
заднего моста	80 000 (8000)
Полная масса автопоезда, кг	19 000
Внутренние размеры платформы, мм:	
длина	3752
ширина	2326
высота	575
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	6755
ширина	2500
высота	2660
Радиус поворота, м	6,9
Максимальная скорость, км/ч	90
Двигатель:	
модель	ЗиЛ-508.10
тип	карбюраторный, V-образный, восьмицилиндровый
рабочий объем, л	6,00
мощность, л.с.(кВт)	150(100)
Сцепление	однодисковое, фрикционное
Коробка передач	пятиступенчатая
Передаточные числа:	
первая передача	7,44
вторая передача	4,1
третья передача	2,29
четвертая передача	1,47
пятая передача	1,0
задний ход	7,09
Ведущий мост	одноступенчатый гипоидный
Корданная передача	два корданных вала с тремя шарнирами, промежуточной опорой и шлицевым соединением
Колеса и шины:	
колеса	дисковые 7,0...20
шины	камерные 26OR508
Рулевой механизм	с гидравлическим усилителем
Тормозные механизмы	барабанные
Электрооборудование	однопроводная система с номинальным напряжением 12 В
Кабина	трехместная, двухдверная
Платформа	деревянная с откидными бортами
Дорожный просвет, мм	230
База, мм	3800
Колея передних (задних) колес, мм	1930 (1850)

УАЗ-39095

Количество мест	6
Снаряженная масса, кг	1880
Полная масса, кг	3050
Масса перевозимого груза, кг	1170
Колесная формула	4×4
Максимальная скорость, км/ч	100
Минимальный радиус поворота, м	7,5
Габаритные размеры, мм	
длина	4818
ширина	1974
высота	2355
Колесная база, мм	2550
Колея передняя/задняя, мм	1445/1220
Дорожный просвет, мм	205
Тип двигателя	бензиновый УМЗ-4218.10 с карбюратором
Рабочий объем, куб. см	2890
Степень сжатия	7,8
Число и расположение цилиндров	четыре в ряд
Диаметр цилиндра / ход поршня, мм	100,0×92,0
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	72 (98)
Максимальный крутящий момент, Н·м	189
Коробка передач	механическая четырехступенчатая
Передаточные числа коробки передач:	
первая передача	3,78
вторая передача	2,60
третья передача	1,55
четвертая передача	1,00

задний ход	4,12
Размер шин	225/85 R15; 225/75 R16
Тормоза передние (задние)	барабанные
Расход топлива на 100 км при скорости 90 км/ч, л	18,0

ГАЗ-3110

Колесная формула	4×2
Габаритные размеры автомобиля, мм:	
длина	4895
ширина	1800
высота	1422
Число мест для сиденья	5
Полная масса автомобиля, кг	1790
Масса снаряженного авто	1400
Дорожный просвет, мм	152
Колесная база, мм	2800
Колея передних (задних) колес, мм	1500 (1444)
Емкость топливного бака, л	55
Шины	195/65R15
КПП	механическая пятиступенчатая, синхронизированная, рулевое управление, глобоидальный червяк-ролик с гидроусилителем или без него
Тормоза	гидравлические, двухконтурная система с вакуумным усилителем, передние – дисковые, задние – барабанные
Двигатель	ЗМЗ-4021.10
Тип	бензиновый, карбюраторный, четырехцилиндровый, четырехтактный, с рядным расположением цилиндров и верхним расположением клапанов
Рабочий объем, л	2,445
Степень сжатия	6,7
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	92×92
Номинальная мощность, кВт (об/мин)	66,2 (4500)
Максимальный крутящий момент, Н·м (об/мин)	172,6 (2600)
Минимальный удельный расход топлива, г/кВт	292,4
Расход масла на угар, % от расхода топлива	0,4
Ресурс до первого капитального ремонта, км	250 000
Топливо	бензин-АИ-93
Расход топлива, л/100 км	10,2
Максимальная скорость, км/ч	147
Время разгона до 100 км/ч, с	19

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
МЕТОДИКА РАСЧЕТОВ	4
1. ВКЛЮЧЕННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ	4
1.1. Расчет параметров конструкций, определяющих функциональные свойства сцепления	4
1.2. Расчет сцепления на надежность	10
2. ВЫКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ	17
2.1. Определение параметров процесса включения, обеспечивающих функциональные свойства	17
3. ВКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ	21
3.1. Рабочий процесс включения сцепления при трогании автомобиля	21
3.2. Оценка рабочего процесса вхождения сцепления при трогании автомобиля	25
ПРИМЕР РАСЧЕТА СЦЕПЛЕНИЯ С ДИАФРАГМЕННОЙ ПРУЖИНОЙ	27
1. ВКЛЮЧЕННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ	27
1.1. Расчет параметров конструкций, определяющих функциональные свойства сцепления	27
1.2. Расчет сцепления на надежность	28
2. ВЫКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ	34
2.1. Усилие на педали	34
2.2. Ход педали сцепления	35
2.3. Работа, совершаемая водителем при выключении	35
3. ВКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ	36
3.1. Рабочий процесс включения сцепления при трогании автомобиля	36
ПРИМЕР РАСЧЕТА СЦЕПЛЕНИЯ С ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНОЙ	37
1. ВКЛЮЧЕННОЕ СЦЕПЛЕНИЕ	37
1.1. Расчет параметров конструкций, определяющих функциональные свойства сцепления	37
1.2. Расчет сцепления на надежность	39
2. ВЫКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ	41
2.1. Определение параметров процесса выключения, обеспечивающих функциональные свойства	41
3. ВКЛЮЧЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ	42
3.1. Рабочий процесс включения сцепления при трогании автомобиля	42
3.2. Оценка рабочего процесса включения сцепления	46
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	48
ПРИЛОЖЕНИЯ	49