

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Казанский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

**Методические указания  
для выполнения практических занятий  
по курсу «Конструкция и эксплуатационные  
свойства транспортных и транспортно-  
технологических машин и оборудования  
(ТиТТМО)»**

Для студентов Института механизации и технического сервиса

Казань 2019

УДК 629.113

ББК 39.3

В методических указаниях рассмотрены вопросы выполнения поверочного расчета элементов трансмиссии мобильных транспортных средств по курсу «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТМО)». В работе приведены методики расчетов сцепления и коробки переключения передач (КПП) мобильных транспортных средств.

Методическое указание предназначено для студентов технических специальностей всех форм обучения, изучающих данный курс.

Методические указания составлены к.т.н., доцентом Халиуллиным Ф.Х. и к.т.н. доцентом Аладашвили И.К.

Методические указания рассмотрены и одобрены:

1. Решением кафедры «Тракторы, автомобили и энергетические установки» (протокол № 5 от 15 января 2018 г.)

2. Решением методической комиссии ИМиТС (протокол № 5 от 18.01.2018г.)

Рецензенты:

1. Доцент кафедры АДиС КНИТУ, д.т.н.

Самойлов Д.Н.

2. Доцент кафедры ОИД Казанского ГАУ, к.т.н.

Пикмуллин Г.В.

Халиуллин Ф.Х., Аладашвили И.К. Методические указания для выполнения практических занятий по курсу «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТМО)» / Казань: Изд- во Казанского ГАУ, 2019.-32 с.

УДК 629.113

ББК 39.3

© Казанский государственный аграрный университет 2019 г.

## **Содержание**

	Введение.....	4
1	Сцепление.....	5
1.1	Расчет цилиндрических пружин.....	5
1.2	Проверочный расчет сцепления с диафрагменной дужиной.....	10
1.3	Расчет элементов сцепления на прочность.....	12
1.3.1	Цилиндрические нажимные пружины.....	12
1.3.2	Диафрагменные нажимные пружины.....	13
1.3.3	Пружины гасителя крутильных колебаний.....	15
1.3.4	Фрикционные диски.....	16
2	Механическая коробка переключения передач (МКПП). ....	17
2.1	Определение основных параметров автомобиля.....	17
2.2	Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля.....	18
2.3	Определение конструктивных параметров КПП.....	20
2.4	Определение конструктивных параметров КПП.....	22
	Приложение 1.....	25
	Приложение 2.....	28
	Литература.....	31

## **Введение**

Разнообразие условий эксплуатации обусловило широкую специализацию транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования, которые отличаются специфическими свойствами, обеспечивающими их использование в конкретных условиях эксплуатации с наибольшей эффективностью.

Стремление к совершенствованию конструкции и эффективному использованию транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования обуславливает необходимость оценки их качества. Транспортные машины характеризуются большим количеством свойств определяющих их технические характеристики. Качество транспортных машин является комплексным свойством и рассматривается как самый высокий уровень указанной структуры. При этом под качеством транспортной машины понимается совокупность всех свойств, определяющих его пригодность удовлетворять потребности в соответствии с назначением.

Составляющие качества - эксплуатационные свойства транспортной машины. Эксплуатационные свойства транспортной машины отражают объективные особенности его конструкции, проявляются в процессе эксплуатации и характеризуют ее возможности при выполнении основной функции - перевозить грузы и пассажиров. Суждение о качестве транспортной машины должно базироваться на соответствующей системе количественных показателей и характеристик. Совокупность этих измерителей должна обеспечить всестороннюю, полную и объективную оценку всех эксплуатационных свойств транспортной машины.

## 1. Сцепление

Сцепление служит для кратковременного отключения двигателя от трансмиссии и, как правило, бывает постоянно включенным. В зависимости от величины передаваемого крутящего момента сцепление выполняют однодисковым или многодисковым. Для создания момента трения между элементами сцепления устанавливают цилиндрические или диафрагменные пружины. Количество цилиндрических пружин, а также жесткость диафрагменной пружины регламентируются величиной передаваемого крутящего момента. Методика расчета цилиндрических и диафрагменных пружин отличаются.

При конструировании и расчете сцепления, прежде всего, определяется передаваемый им момент исходя из максимального момента двигателя  $M_{\text{кр} \max}$  и требуемого коэффициента запаса сцепления  $\beta$ . Затем определяют основные геометрические параметры ведомого диска и суммарное усилие нажимных пружин исходя из обеспечения допустимого удельного давления фрикционных накладок  $[q] = 0,15...0,25$  МПа. Далее выполняется расчет пружин, элементов, связывающих нажимной диск с кожухом сцепления, рычагов выключения сцепления, гасителя колебаний (демпфера), шлиц ступицы ведомого диска. При необходимости конструктивные параметры элементов сцепления корректируются в ту или иную сторону.

Помимо прочностных расчетов деталей сцепления выполняется определение удельной работы буксования и повышение температуры при включении.

## 1.1 Расчет цилиндрических пружин

Расчетная схема сцепления с цилиндрическими пружинами приведена на рисунке 1.

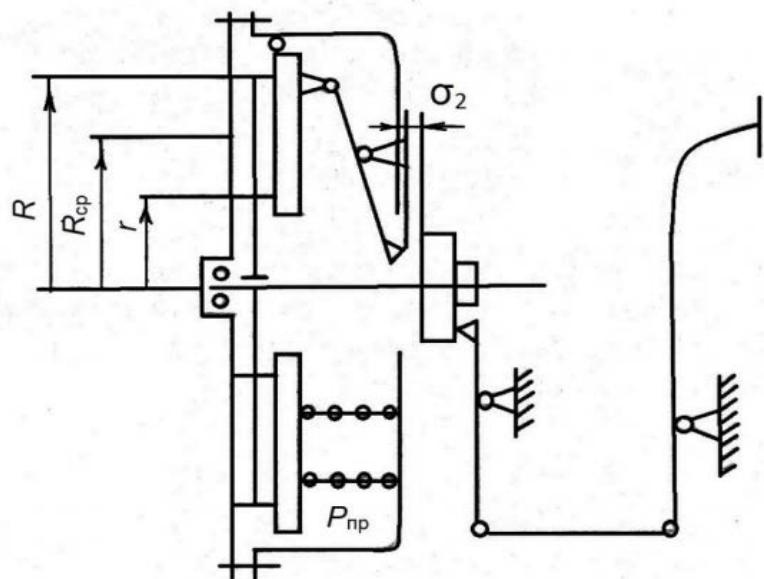


Рисунок 1 – Расчетная схема сцепления с цилиндрическими пружинами

### Порядок проведения расчетов

Определяют момент, передаваемый сцеплением:

$$M_{cu} = \beta \times M_{kp \max}, \text{ Нм} \quad (1.1)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса сцепления,  $\beta = [1,2 \dots 2,5]$ ;

$M_{kp \ max}$  – максимальный крутящий момент двигателя.

Момент трения сцепления, имеющий число пар трения  $i$ :

$$M_{cu} = P_{np} \times R_{cp} \times \mu \times i, \text{ Нм} \quad (1.2)$$

где  $P_{np}$  – суммарная сила пружин сцепления;

$R_{cp}$  – средний радиус фрикционных накладок;

$i$  – число пар трения;

$\mu$  – коэффициент трения.

Средний радиус фрикционных накладок:

$$R_{cp} = \frac{D + d}{4}, \text{ м} \quad (1.3)$$

где  $D$  – наружный диаметр фрикционного кольца;

$d$  – внутренний диаметр фрикционного кольца.

Определяют требуемое значение суммарных сил упругости пружин:

$$P_{np} = \frac{M_{cu}}{R_{cp} \times \mu \times i}, \text{ Н} \quad (1.4)$$

Оценивают удельное давление на фрикционный диск:

$$p_0 = \frac{4 \times P_{np}}{\pi(D^2 - d^2)}, \text{ МПа} \quad (1.5)$$

где  $P_0$  - удельное давление на фрикционный диск.

Допустимое значение удельного давления:

$p_0 = [0,15 \dots 0,25] \text{ МПа}$  (меньшие значения – для сцеплений грузовых автомобилей и автобусов, большие – для сцеплений легковых автомобилей).

Определяют суммарную жесткость пружины:

$$C_{\Sigma} = \frac{P_{\Sigma_{выкл}} - P_{np}}{f_{выкл}}, \text{ Н/м} \quad (1.6)$$

где  $P_{\Sigma_{выкл}} = (1.1 \dots 1.15)P_{np}$ , Н

$P_{\Sigma_{выкл}}$  – суммарная сила сцепления при сжатии пружины (при выключенном сцеплении);

$f_{выкл} = \sigma \times i$  – зазор при выключенном сцеплении, м.

Предварительная деформация пружины определяется по формуле:

$$f_1 = \frac{P_{np}}{C_{\Sigma}} \times 10^3, \text{ мм} \quad (1.8)$$

Полная деформация пружины:

$$f_2 = f_1 + f_{выкл} \quad (1.9)$$

где  $f_{\text{выкл}} = \sigma \times i$ , мм – зазор в выключенном состоянии;

$\sigma$  – зазор между нажимным и ведомым дисками.

Далее строится график изменения усилия на пружинах в зависимости от деформации пружины  $P_{np} = f(f)$  (Рисунок 2):

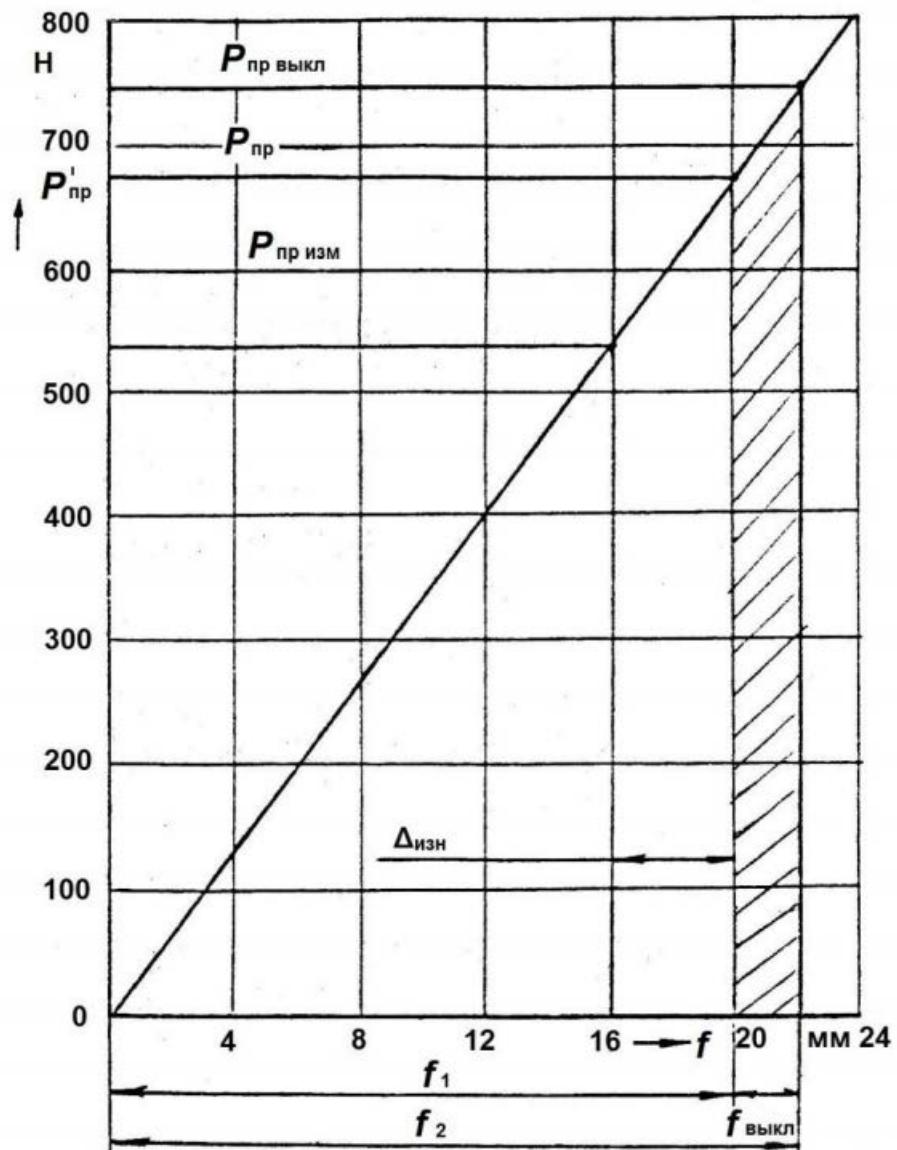


Рисунок 2 – График  $P_{np} = f(f)$

Предельный износ сцепления принимаем:

$$\Delta_{\text{изн}} = 0,5 \times t_h \times i, \text{ мм} \quad (1.10)$$

где  $t_h$  - толщина накладки.

Усилие пружин при изношенных накладках:

$$P_{\Sigma_{u3n}} = (f_1 - \Delta_{u3n}) \times c_{\Sigma}, \text{Н} \quad (1.11)$$

Определяем коэффициент запаса сцепления в зависимости от состояния накладок:

$$\beta_{u3n} = \frac{P_{\Sigma_{u3n}} \times R_{cp} \times \mu \times i}{M_{l \max}}. \quad (1.12)$$

Строим график изменения коэффициента запаса от износа накладок  $\beta = f(\Delta_{u3n})$  (Рисунок 3)

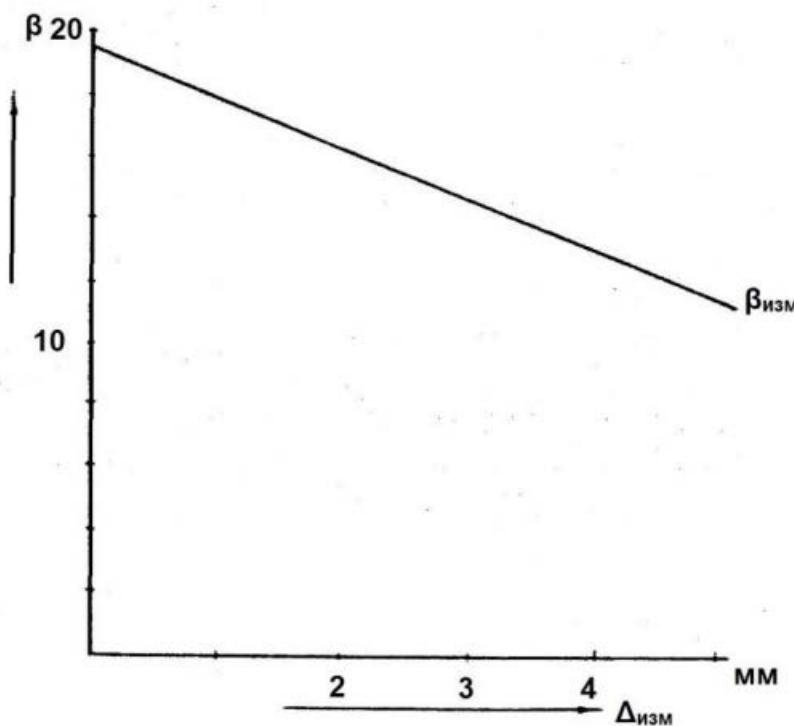


Рисунок 3 – График  $\beta = f(\Delta_{u3n})$ .

Определяем работу буксования фрикционного диска:

$$L_o = \frac{(1,2 \div 1,5) P_{np} \times \beta_{u3n}}{2}, \text{Дж} \quad (1.13)$$

Повышение температуры ведущего диска сцепления за одно включение:

$$\Delta\delta = \frac{L_o \times \gamma}{m_g \times C}, \text{град} \quad (1.14)$$

где –  $\gamma$  доля тепла, идущая на нагрев диска, [ $\gamma = 0,25 \div 0,5$ ];

$m_g$  – масса ведущего диска, кг;

$C$  – удельная теплоемкость материала деталей сцепления, Дж/(кг град).

Определяем работу, совершающую водителем при выключенном сцеплении.

$$A_{\text{вод}} = \frac{(P_{\Sigma\text{выкл}} - P_{np}) \times f_{\text{выкл}}}{2\eta_n}, \text{ Дж} \quad (1.15)$$

где  $\eta_n$  – КПД привода сцепления ( $\eta_n = 0,85$ ).

По величине работы, совершаемой водителем, можно судить о легкости управления сцеплением.

В соответствии с нормами для легкового автомобиля  $A_{\text{вод}} \leq 25 \text{ Дж}$ , для грузового  $A_{\text{вод}} \leq 30 \text{ Дж}$ .

## 1.2 Проверочный расчет сцепления с диафрагменной дужиной

Расчетная схема для определения параметров пружины приведена на рисунке 4.

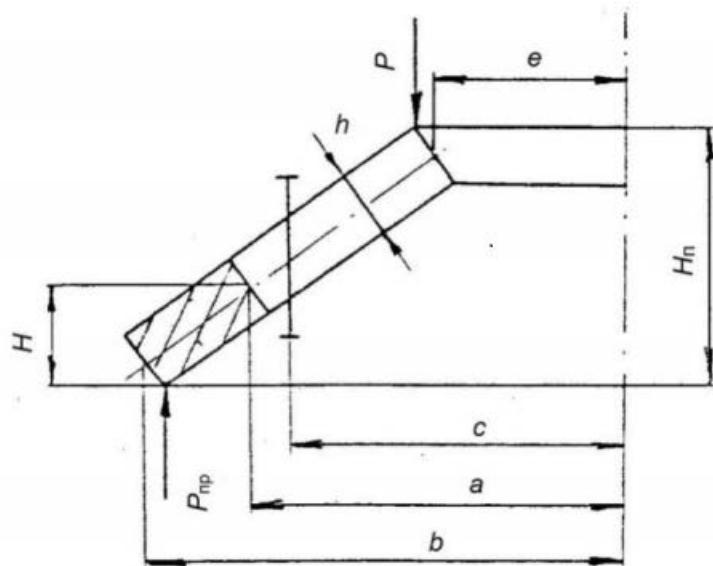


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения параметров пружины  
Расчеты ведутся в предположении о недеформируемости сечения пружины.

Усилие пружины:

$$P_{np} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \cdot \ln \frac{b}{a} [(H - f \frac{b-a}{b-c})(H - 0,5f \frac{b-a}{b-c}) + h^2], \text{ Н} \quad (1.16)$$

где:

$$E' = \frac{E}{1-\mu^2}; E \sim 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \mu = 0,26$$

При известных геометрических параметрах пружины, последовательно задавая деформацию  $f = 1 \dots 10$  мм (с интервалом в 1 мм), рассчитывают соответствующие значения  $P_{np}$ . По результатам расчетов строят характеристику пружины (рисунок 5).

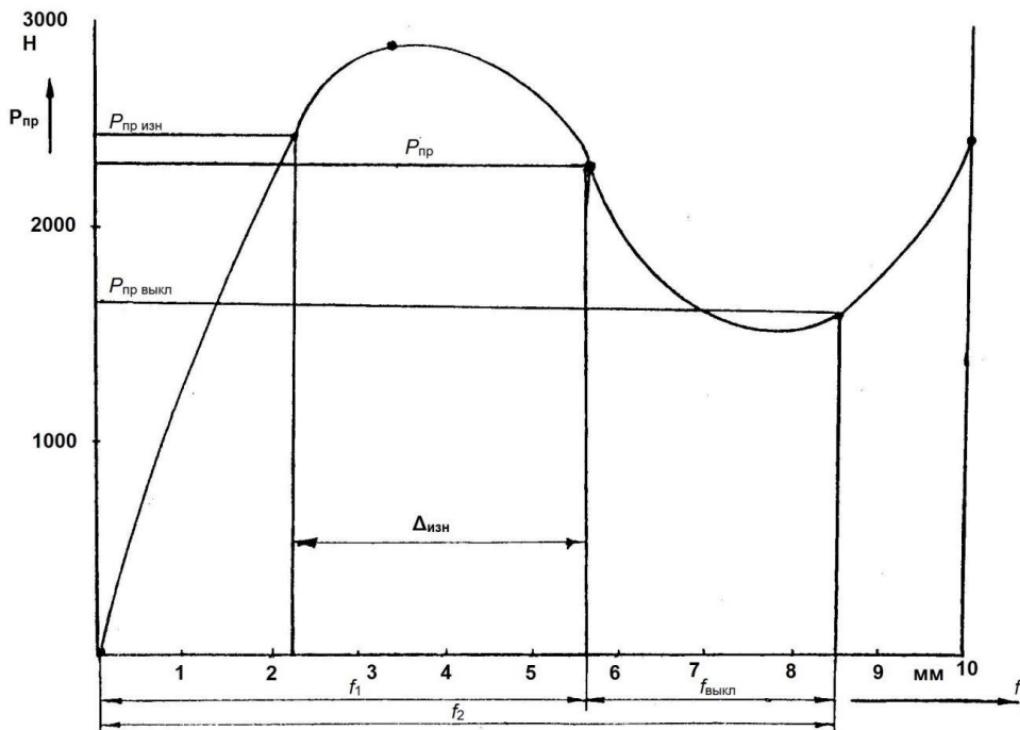


Рисунок 5 – Характеристика диафрагменной пружины

Далее производится оценка рабочего процесса включения сцепления при трогании автомобиля.

Оценка износстойкости рабочих поверхностей сцепления производится по двум косвенным показателям напряженности работы пары трения:

1. по удельной работе буксования ( $L_{\delta 0}$ ):

$$L_{\delta 0} = \frac{L_{\delta}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \times i}, \text{ Дж/см}^2, \quad (1.17)$$

где удельная работа буксования при трогании автомобиля с места не должна превышать  $70 \text{ Дж/см}^2$  для легковых,  $120 \text{ Дж/см}^2$  для грузовых автомобилей;

2) по нагреву нажимного диска за одно включение  $[\tau^0]$ :

$$\tau^0 = \frac{\gamma L_\delta}{481 m_{HD}}, \quad (1.18)$$

где  $\gamma$  – коэффициент перераспределения теплоты ( $\gamma = 0,5$  для однодискового сцепления;  $\gamma = 0,25$  для двухдискового сцепления);  $m_{HD}$ , – масса нажимного диска.

Допускаемый нагрев нажимного диска  $[\tau^0] = 10\dots15^\circ\text{C}$ .

### **1.3 Расчет элементов сцепления на прочность**

Расчёт выполняют с целью проверки условий прочности:

$$\sigma \leq [\sigma]; \text{ и } \tau \leq [\tau], \quad (1.19)$$

где  $\sigma$ ,  $\tau$  – соответственно фактические нормальное и касательное напряжения, МПа;

$[\sigma]$ ,  $[\tau]$  – соответственно нормальное и касательное допускаемые напряжения, МПа.

### 1.3.1 Цилиндрические наружные пружины

Исходные данные: средний диаметр  $D$  пружины, мм; диаметр  $d$  проволоки пружины, мм; усилие  $P_{\Sigma\text{выкл}}$  при выключенном сцеплении, Н (рисунок 6).

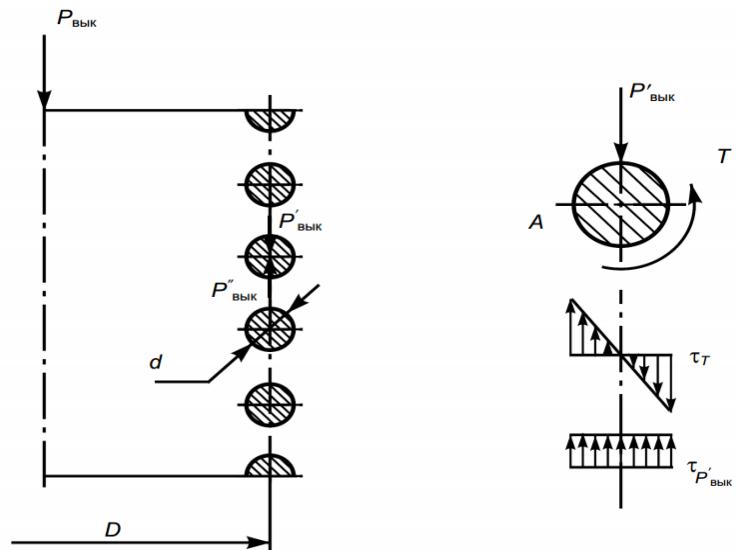


Рисунок 6 – Расчетная схема пружины

*Порядок расчёта:*

- Переносят усилие  $P_{\Sigma_{выхл}}$  в центр сечения витка и определяют крутящий момент пары сил  $P_{\Sigma_{выхл}}$  и  $P_{\Sigma_{выхл}}^I$ :

$$T = 0,5 \times P_{\Sigma_{выхл}} \times D . \quad (1.20)$$

- Максимальное касательное напряжение от момента:

$$\tau_T = T / W_p = 0,5 \times P_{\Sigma_{выхл}} \times D / (\pi \times d^3 / 16) = 8 \times P_{\Sigma_{выхл}} \times D / (\pi \times d^3) \quad (1.21)$$

- Касательное напряжение от усилия  $P_{\Sigma_{выхл}}^I$

$$\tau_{P_{\Sigma_{выхл}}^I} = 4 \times P_{\Sigma_{выхл}}^I / (\pi \times d^2) \quad (1.22)$$

- Максимальное касательное напряжение в точке A:

$$\tau_A = \tau_T + \tau_{P_{\Sigma_{выхл}}^I} \quad (1.23)$$

- Проверяют выполнение условия (1.18).

Материал пружин - стали 65Г, 85, 55ГС, 50С2, 60С2; допускаемое напряжение  $[\tau] = 900$  МПа.

### 1.3.2 Диафрагменные нажимные пружины

*Исходные данные:* толщина  $h$  пружины, мм; радиусы  $r_a$ ,  $r_b$ ,  $r_3$ , мм; угол подъёма сечения, град; усилие  $P_{\Sigma_{выхл}}$ (Н) при отношении  $\psi / \alpha = 1$  (из характеристики пружины); передаточное число  $U_n$  лепестков пружины; число  $z_n$  лепестков; ширина  $m$  паза под заклёпку, мм; модуль упругости  $E$  первого рода, МПа; коэффициент Пуассона  $\mu$ .

Расчёт на прочность ведут для сечения I – I (точка A) и сечения II – II (точка B) (см. рисунок 4).

*Порядок расчёта:*

- Окружное напряжение растяжения/сжатия в точке A от изгиба пружины

$$\sigma_{p/c} = E \left\{ k_1 \left[ 1 - (r_b - r_a) / (r_A \ln(r_b / r_a)) \right] \psi (1 - \psi / 2) \pm k_2 h \psi / (2 r_A) \right\} / (1 - \mu^2) \quad (1.24)$$

где «минус» соответствует сжимающему усилию на внешней стороне;

«плюс» – растягивающему напряжению, возникающему на внутренней стороне неразрезной части пружины;

$r_a$  – радиус расположения точки  $A$ ,

$$r_A = r_a + 3 \text{ мм}; \quad (1.25)$$

$k_1$ ,  $k_2$  – коэффициенты концентрации напряжений для выключенного сцепления,  $k_1 = 1,21$ ;  $k_2 = 1,7$ .

Расчёт ведут для отношений  $\psi / \alpha$ , соответствующих полностью выключенному сцеплению, для  $\psi / \alpha_{\min}$  и для плоской пружины, у которой  $\psi / \alpha = 1$ .

2. Напряжения в точке  $B$ . Напряжения растяжения и изгиба достигают наибольшего значения при переходе пружины через плоское положение, т. е. при  $\psi / \alpha = 1$ .

Напряжение растяжения

$$\sigma_p = E \left[ (r_d - r_a) \times \alpha^2 + h \times \alpha \right] / \left[ (1 - \mu^2) \times 2 \times r_a \right], \quad (1.26)$$

где  $r_d$  – радиус центра поворота осевого сечения, мм.

$$r_d = (r_b - r_a) / \ln(r_b / r_a) \quad (1.27)$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_u = [P_{\text{вык}}(r_a - r_z)] / (z_w W_z), \quad (1.28)$$

где  $P_{\text{вык}}$  – усилие на подшипнике муфты выключения при  $\psi / \alpha = 1$ , Н;

$W_z$  – момент сопротивления поперечного сечения основания лепестка пружины,  $\text{мм}^3$ .

$$P_{\text{вык}} = P_{\text{нж}} / U_z, \quad (1.29)$$

$$W_z = b \times h^2 / 6, \quad (1.30)$$

где  $b$  – ширина основания лепестка, мм.

$$b = (2 \times \pi \times r_a - z_w \times m) / z_w. \quad (1.31)$$

Суммарное максимальное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u \quad (1.32)$$

3. Сравнивают максимальное напряжение с пределом текучести материала (Таблица 1).

Таблица 1 Предел текучести пружинных сталей

Марка стали	65	70	85	55ГС	65Г	55С2	20С2А
σт, МПа	785	830	1000	980	785	1175	1370
Марка стали	60С2ХА	60С2ХФА	50ХГФА	50ХВА		50ХФА	
σт, МПа	1570	1665			1175		

### 1.3.3. Пружины гасителя крутильных колебаний

*Исходные данные:* момент сцепления  $M_{cu}$ , Н·м; радиус приложения усилия к пружине  $r$ , мм; число пружин  $z_n^I$ ; средний диаметр пружин  $D$ , мм; диаметр проволоки пружины  $d$ , мм; число ведомых дисков.

*Порядок расчёта:*

1. Максимальное сжимающее усилие на одну пружину

$$P_{\max} = \gamma^I \times (1,2 \div 1,3) \times M_{cu} \times 10^3 / (r \times z_n^I), \quad (1.33)$$

где  $\gamma^I$  – коэффициент, учитывающий долю момента сцепления на один ведомый диск,  $\gamma^I = 1$  для однодискового сцепления;  $\gamma^I = 0,5$  для двухдискового сцепления.

2. Касательное напряжение в пружине

$$\tau = 8 \times P_{\max} \times D \times k_k / (\pi \times d^3), \quad (1.34)$$

где  $k_k$  – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины,

$$k_k = [(4 \times c - 1) / (4 \times c - 4)] + 0,615 / c, \quad (1.35)$$

где  $c$  – индекс пружины

$$c = D / d \quad (1.36)$$

Ориентировочное значение параметров пружин:  $z_n^I = 6 \dots 8$ ;  $d = 3 \dots 4$  мм;  $D = 15 \dots 18$  мм;  $c = 5,5 \dots 9,5$ .

3. Проверяют выполнение условия (1.19).

Материал – пружинные стали, допускаемое напряжение  $[\tau] = 900$  МПа.

### 1.3.4 Фрикционные диски

Расчёт дисков выполняют с целью проверки условия износостойкости

$$q \leq [q], \quad (1.37)$$

где  $q$ ,  $[q]$  – соответственно фактическое и допускаемое давления на фрикционные накладки, МПа.

*Исходные данные:* наружный  $D_n$  и внутренний  $d_{\text{вн}}$  диаметры фрикционных накладок, мм; усилие цилиндрической пружины при выключенном сцеплении  $P_{\text{вык}}$ , Н; число пружин  $z_n^I$ ; усилие  $P_{\text{нжс}}$  нажимного диска, соответствующее отношению  $(\psi / \alpha)_{\max}$  тарельчатой пружины, Н.

*Порядок расчёта:*

1. Нажимное усилие на фрикционные накладки:

– для цилиндрических пружин

$$P_n = P_{\text{вык}} \times z_n^I; \quad (1.38)$$

– для диафрагменной пружины

$$P_n = P_{\text{нжс}} = f \times [(\psi / \alpha)_{\max}]. \quad (1.39)$$

2. Давление на фрикционные накладки

$$q = 4 \times P_n / [\pi \times (D_n^2 - d_{\text{вн}}^2)] \quad (1.40)$$

3. Проверяют выполнение условия (1.19). Допускаемое удельное давление  $[q] = 0,15 \dots 0,25$  МПа (меньшие значения – для сцеплений грузовых автомобилей и автобусов, большие – для сцеплений легковых автомобилей).

## 2. Механическая коробка переключения передач (МКПП)

Расчет коробок передач ведется в два этапа. На первом уточняются передаточные числа коробки передач и определяются геометрические параметры зубчатых колес и валов. В ходе выполнения второго этапа выполняется расчет шестерен на выносливость по изгибным и контактным напряжениям и на статическую прочность, расчет валов на прочность и жесткость, расчет синхронизаторов на правильное функционирование и долговечность по износу выравнивающих элементов, расчет остальных деталей механизма переключения передач. Необходимо так же подобрать основные параметры автомобиля.

### 2.1 Определение основных параметров автомобиля

К основным параметрам автомобиля относятся: мощность двигателя-  $N_{eh}$ , масса (или вес) автомобиля -  $m_{avm}$  ( $G_{avm}$ ), масса груза (или вес) –  $m_{ep}$  ( $G_{ep}$ ), размеры и количество колес и др.

Их нужно определить по исходным данным.

Также по исходным данным выбираем передаточные числа КПП и главной передачи (для ориентира).

Определение мощности автомобильного двигателя –  $N_{eh}$ .

Потребную мощность двигателя автомобиля для движения с заданной скоростью –  $V_{max}$ , в заданных дорожных условиях -  $\psi$  определяют по следующей формуле:

$$N_{eh} = \frac{V_{max} \times \psi (m_{avm} + m_{ep}) \times 9,81 + K_a \times F \times V_{max}^2}{10^3 \times \eta_{mp}}, \text{ кВт} \quad (2.1)$$

где  $V_{max}$  – макс. скорость движения, м/с;

$\psi$  – коэф. суммарного дорожного сопротивления, принимается равным 0,03...0,04;

$m_{avm}$ ,  $m_{ep}$  – соответственно масса автомобиля и масса груза, кг;

$K_e$  – коэф. сопротивления воздуха,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ;

$F$ - площадь сечения автомобиля,  $\text{м}^2$ ;

$\eta_{mp}$  – к.п.д. трансмиссии автомобиля,  $\eta_{mp} = 0,9$ .

На автомобиле все колеса применяются одинаковые. При их выборе учитываются: нагрузка на одно колесо, условие работы и колесная формула.

Для автомобилей 4К2 – нагрузка на одно переднее колесо будет:

$$G_{n1} = \frac{m_n \times 9,81 \times \lambda_k}{2}, \text{Н} \quad (2.2)$$

На одно заднее колесо:

$$G_{k1} = \frac{m_n \times 9,81 \times \lambda_k}{4}, \text{Н} \quad (2.3)$$

Для автомобилей 6К4, на одно заднее колесо будет:

$$G_{n1} = \frac{m_n \times 9,81 \times \lambda_k}{8}, \text{Н} \quad (2.4)$$

Для автомобилей 4К4:

$$G_{n1} \approx G_{k1} = \frac{m_n \times 9,81}{4}, \text{Н} \quad (2.6)$$

Для автомобилей 6К6:

$$G_{n1} \approx G_{k1} = \frac{m_n \times 9,81}{6}, \text{Н} \quad (2.7)$$

где  $m_n$  – полная масса автомобиля.

## 2.2 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Автомобильные трансмиссии часто включают только два узла – коробку передач и главную передачу. Кроме того, автомобильные коробки передач имеют прямую передачу, как правило, это 4-ая или 5-ая передача:

$$i_{mp} = i_{\kappa.n.} \times i_0 = 1 \times i_0 \quad (2.8)$$

Для случая, когда в КПП всего 4 передачи и 4-ая – прямая, передаточное число главной передачи определяется из условия обеспечения максимальной скорости на прямой передаче:

$$i_0 = 0,105 \times \frac{n_{eh} \times r_k}{V_{\max}} \quad (2.9)$$

где  $r_k$  – радиус колес, м;

$n_{eh}$  – номинальные числа оборотов кол. вала двигателя, об/мин.

Определение передаточного числа коробки передач начинают с первой передачи. Передаточное число самой низшей передачи должно удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечить преодоление повышенных дорожных сопротивлений с учетом возможных подъемов.

Для этого на ведущих колесах должна быть достаточно большая касательная сила тяги:

$$P_{k\max} = \frac{M_{e\max} \times i_1 \times i_0 \times \eta_{mp}}{r_k} \geq 9,81 \times m_n \times \psi_{\max} \quad (2.10)$$

Отсюда:

$$i_1 \geq \frac{m_n \times \psi_{\max} \times r_k}{M_{e\max} \times i_0 \times \eta_{mp}} \quad (2.11)$$

где  $\psi_{\max}$  – максимальный коэф. суммарного дорожного сопротивления;

С другой стороны, передаточное число на 1-ой передаче не должно быть слишком большим, чтобы ведущие колеса автомобиля при передаче  $P_{k\max}$  не буксовали.

$$P_{k\max} = \frac{M_{e\max} \times i_1 \times i_0 \times \eta_{mp}}{r_k} \times P_{\phi\max} = 9,81 \times \varphi_{\max} \times \lambda_k \times m_n \quad (2.12)$$

Отсюда:

$$i_1 = \frac{9,81 \times \varphi_{\max} \times \lambda_k \times m_n \times r_k}{M_{e\max} \times i_0 \times \eta_{mp}} \quad (2.13)$$

где:  $\varphi_{\max}$  – коэффиц. сцепления ведущих колес автомобиля в хороших дорожных условиях,  $\varphi_{\max} \approx 0,75 \dots 0,85$ ;

$\lambda_k$  – коэффиц. распределения массы на ведущие колеса,  $\lambda_k \approx 0,65 \div 0,70$ ;

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

Определив  $i_1$ , можно приступить к выбору остальных, используя для этого 1-метод – метод геометрической прогрессии.

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{1}{i_1}}, \quad (2.14)$$

где  $n$  – количество передач

Далее:

$$i_2 = i_1 \times q \quad (2.15)$$

$$i_3 = i_2 \times q = i_1 \times q^2 \quad (2.16)$$

$$i_4 = 1 \quad (2.17)$$

$$i_5 = i_4 \times q \quad (2.18)$$

Передаточные числа трансмиссии автомобиля будут:

$$i_{mp1} = i_1 \times i_0 \quad (2.19)$$

$$i_{mp2} = i_2 \times i_0 \quad (2.20)$$

$$i_{mp3} = i_3 \times i_0 \quad (2.21)$$

$$i_{mp4} = i_4 \times i_0 \quad (2.22)$$

$$i_{mp5} = i_5 \times i_0 \quad (2.23)$$

## 2.3 Определение конструктивных параметров КПП

Определение межосевого расстояния:

$$a_w = k_a \times \sqrt[3]{M_{e\max} \times i_1}, \text{ мм} \quad (2.24)$$

где  $k_a$  – эмпирический коэффициент;  $k_a = [8.9 \dots 9.3]$ ;

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

$i_1$  – передаточное число первой передачи.

Округляем до ближайшего целого числа.

Определение рабочей ширины зубчатых венцов:

$$b_w = (0,19 \div 0,23) \times a_w, \text{ мм} \quad (2.25)$$

Определение нормального модуля зубчатых колес:

В соответствии с рядами модулей зацепления зубчатых колес косозубого зацепления:

$$m_n = [2 \div 2,75] \quad (2.26)$$

Определение угла наклона линии зубьев:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\pi \times m_n}{b_w}\right), \text{ град} \quad (2.27)$$

где  $m_n$  - нормальный модуль зубчатых колес;

$b_w$  - рабочая ширина зубчатых венцов.

Определение окружного модуля зубчатой передач:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.28)$$

где  $m_n$  – нормальный модуль зубчатых колес;

$\cos \beta$  – угол наклона линии зубьев.

Определение числа зубьев:

$$z = \frac{2 \times a_w \times \cos \beta}{m_n} \quad (2.29)$$

Определение диаметров шестерни и колеса:

Определение делительного диаметра:

$$d = \frac{m}{\cos \beta} \times z, \text{ мм} \quad (2.30)$$

Определение диаметра впадины шестерни передачи:

$$d_f = d - 2,5 \times m, \text{ мм} \quad (2.31)$$

Определение диаметра вершины зубьев шестерни:

$$d_a = d + 2 \times m, \text{ мм} \quad (2.32)$$

## 2.4 Расчет деталей КПП на прочность

Проверка зубьев на контактную прочность.

Расчет контактных напряжений:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{K_H \times M_{\text{вых}} \times (i_1 + 1)^3}{b_w \times i_1^2}}, \text{ МПа} \quad (2.33)$$

где  $M_{\text{вых}}$  - максимальный крутящий момент на вторичном валу (I передача)

$$M_{\text{вых}} = M_{e \max} \times i_1, \text{ Нм} \quad (2.34)$$

$K_H$  – коэффициент нагрузки.

Расчет допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \times K_{HL} \times Z_R \times Z_V, \text{ МПа}, \quad (2.35)$$

где,  $\sigma_{H \lim b}$  - предел контактной выносливости;

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности,  $K_{HL} = 1,8$

$Z_R$  - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев,  $Z_R = 0,95$

$Z_V$  - коэффициент, учитывающий окружную скорость зубчатых колес,  $Z_V = 1$ ,

$S_H$  - коэффициент безопасности,  $S_H = 1,2$

Определить материал зубчатых колес, термообработку, твердость поверхности зубьев.

$$\sigma_{H \lim b}^{\text{без}} = 23 \times HRC \quad (2.36)$$

$$\sigma_{H \lim b}^{\text{изг}} = 23 \times HRC \quad (2.37)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \times (\sigma_{H \lim b}^{\text{без}} + \sigma_{H \lim b}^{\text{изг}}) \quad (2.38)$$

Условие прочности:  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

Условие контактной прочности выполнено.

Проверка зубьев на изгибную прочность.

Расчет изгибных напряжений:

$$\sigma_F = \frac{K_F \times F_t \times Y_F}{b_w \times m_n}, \text{ МПа} \quad (2.39)$$

где  $F_t$  - окружная сила,

$$F_t = \frac{2 \times M_{e \max} \times 10^3 \times i_{mp1}}{d}, \text{ Н} \quad (2.40)$$

$K_F$  – коэффициент нагрузки,  $K_F = 1,2$ ;

$Y_F$  – коэффициент формы зуба,  $Y_F = 3,74$ .

Расчет допускаемых изгибных напряжений:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \times Y_S \times Y_R, \text{ МПа} \quad (2.41)$$

где  $\sigma_{F \lim b}$  - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующей базовому числу циклов напряжений,  $\sigma_{F \lim b} = 3100 \text{ МПа}$

$S_F$ - коэффициент безопасности,  $S_F = 1,55$

$Y_S$ - коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений,  $Y_S = 1,025$

$Y_R$ - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба,  $Y_R = 1$

Условие прочности:  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ .

**Приложение 1**  
**Исходные данные для расчета сцепления**

Легковые автомобили

Параметры	Марки автомобилей				
	BMW e92 330d	Audi A3	Mercedes -benz	ВАЗ 2108	ГАЗ 69
Тип двигателя	Дизель с турбо.	Бензин	Дизель	Бензин	Бензин
Максимальный крутящий момент двигателя $M_{\text{кр}}$ , Нм	500	200	250	109	127
Наружный радиус ведомого диска сцепления $R$ , мм	240	230	240	190	225
Внутренний радиус ведомого диска сцепления $r$ , мм	180	150	160	130	150
Масса ведомого диска сцепления $m$ , кг	2	1,8	2,1	0,8	1,25
Число пар трения $i$	2	2	2	2	2
Коэффициент трения, $\mu$	0,3				
Зазор в выключенном сцеплении $f_{\text{вык}}$ , мм	2	2	1,8	2,3	2,5
Толщина накладки $t_h$ , мм	4	4	4,5	5	4,5

## Тракторы

Параметры	Марки тракторов				
	Кировец K744	CLAAS Arion 410	Foton TA704	Бела- русь 3022	МТЗ- 80
Тип двигателя	Дизель с турбонаддувом				Дизель
Максимальный крутящий момент двигателя $M_{\text{кр}}$ , Нм	1280	1650	1270	1300	1298
Наружный радиус ведомого диска сцепления $R$ , мм	400	300	280	400	340
Внутренний радиус ведомого диска сцепления $r$ , мм	300	240	205	300	200
Масса ведомого диска сцепления $m$ , кг	7,2	6	5,1	6,5	5
Число пар трения $i$	3	3	3	2	2
Коэффициент трения $\mu$	0,3				
Зазор в выключенном сцеплении $f_{\text{вык}}$ , мм	2,8	2,8	3	3	3
Толщина накладки сцепления $t_n$ , мм	6,3	6,3	6	6,3	5,9

Грузовые автомобили.

Параметры	Марки автомобилей				
	УАЗ-452 Буханка	Газель Некст	Камаз 6520	ГАЗ-53	ЗИЛ- 130
Тип двигателя	Бензин		Дизель	Бензин	
Максимальный крутящий момент двигателя , $M_{\text{кр}}$ , Нм	166,7	182	1600	284,5	402
Наружный радиус ведомого диска сцепления, $R$ , мм	240	225	430	300	340
Внутренний радиус ведомого диска сцепления, $r$ , мм	160	150	240	164	186
Масса ведомого диска сцепления, $m$ , кг	1,9	1,25	4	3,2	3,7
Число пар сцепления, $i$	2	2	4	2	2
Коэффициент трения, $\mu$	0,3				
Зазор в выключенном сцеплении, $f_{\text{вык}}$ , мм	2	2	2,8	2,5	2,5
Толщина накладки, $t_{\text{н}}$ , мм	5	4,8	6	5,8	6

**Приложение 2**  
**Исходные данные для расчета КПП**

Легковые автомобили

Параметры	Примеры				
	BMW e92 330d	Audi A3	Mercedes- benz	ВАЗ 2108	ГАЗ - 69
Максимальная скорость, $V_{max}$ , км/час	250	240	202	148	90
Масса авто: без груза/ полная, $m_{ав}/m_{п}$ , кг/кг	1600/2005	1235/1785	1600/2100	900/1350	1525/1960
Площадь сечения, $F$ , $m^2$	2,4	2,52	2,52	2,8	3,3
Радиус колеса, $r_k$ , м	0,37	0,37	0,37	0,29	0,33
Номинальное число оборотов, $n_{ен}$ , об/мин	4000	3500	4200	3400	2000
Твердость поверх- ности зубьев HRC	От 48 до 53				
Количество передач, $n$	6	6	6	5	3

## Тракторы

Параметры	Примеры				
	Кировец K744	CLAAS Axion 410	Foton TA704	Беларусь 3022	МТЗ- 80
Максимальная скорость, $V_{max}$ , км/час	28	30	32	39,5	36
Масса, кг	14000	13060	3240	11500	6500
Площадь сечения, $F$ , м <sup>2</sup>	10,64	9,86	4,94	8,3	4,86
Радиус колеса, $r_k$ , м	0,62	0,66	0,54	0,67	0,54
Номинальное число оборотов, $n_{eh}$ , об/мин	1900	1600	2200	1300	1200
Твердость поверхности зубьев, HRC	От 56 до 63				
Количество передач, $n$	16	16	8	36	18

## Грузовые автомобили.

Параметры	Примеры				
	УАЗ-452 Буханка	Газель Некст	Камаз 6520	ГАЗ-53	ЗИЛ- 130
Максимальная скорость, $V_{max}$ , км/час	127	130	90	90	90
Масса авто: без груза/ полная, $m_{ав}/m_p$ , кг/кг	1820/ 3070	2060/ 3500	13000/ 33000	3200/ 7700	4980/ 10980
Площадь сечения, $F$ , м <sup>2</sup>	4,68	5,25	7,5	5,28	6
Радиус колеса, $r_k$ , м	0,35	0,36	0,5	0,44	0,44
Номинальное число оборотов, $n_{ен}$ , об/мин	2300	2700	3400	3200	3000
Твердость поверхности зубьев HRC	От 50 до 56				
Количество передач, $n$	5	5	5	4	5

## **Литература**

1. Вахламов, В.К.Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей: учеб. пособие / В.К. Вахламов . -М. : Академия, 2009. -560 с. - (Высшее профессиональное образование). -Библиогр.: с. 551 -ISBN 978-5-7695-6608-0.
2. Большянский, А.П.Основы конструкции автомобиля[Текст] : учеб. пособие / Большянский А.П. , Ю.А. Зензин, В.Е. Щерба . -М. : Легион-Автодата, 2005. -312 с. : ил.. -ISBN 5-88850-211-1.
3. Хечумов, Р.А.Применение метода конечных элементов к расчету конструкций: Учеб.пособие / Р.А. Хечумов, Х. Кепpler, В.И. Прокопьев . -М. : Изд-во Ассоциации строительных вузов, 1994. -353 с : ил. -ISBN 5-87829-013-8.
4. Эксплуатационно-технические свойства и применение автомобильных топлив, смазочных материалов и спецжидкостей: Сб. статей. Вып. 9. -М. : Транспорт, 1977. -152 с. -(Гос. науч.-исслед. ин-т автомобильного транс-порта-НИИАТ).
5. Конструкция тракторов и автомобилей/А. М. Гуревич, А. К- Болотов, В. И. Судницын,— М.: Агропромиздат, 1989.— 368 с.: ил.— (Учебники и учеб, пособия для студентов высш. учеб. заведений).
6. Конструкция тракторов и автомобилей/А. М. Гуревич, А. К- Болотов, В. И. Судницын,— М.: Агропромиздат, 1989.— 368 с.: ил.— (Учебники и учеб, пособия для студентов высш. учеб. заведений).
7. Краткий автомобильный справочник. - 10-е изд., перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1985. - 220 с., ил., табл.
8. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Автомобильные транспортные средства./ Под ред. Д.П.Великанова. – М.: Транспорт, 1977. – 326 с.
10. Микнас В. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы. М.: Машиностроение, 2012. – 304 с.

11. Хельдт П.М. Автомобильные сцепления и коробки передач. М.: Транспорт, 1977. – 154 с.
12. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
13. <http://www.autoprospect.ru/uaz/3151-2206/7-1-rabochaya-tormoznaya-sistema.html>
14. [https://ozlib.com/806144/tehnika/rulevoy\\_privod](https://ozlib.com/806144/tehnika/rulevoy_privod)
15. <http://www.autowp.ru>