

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Б1.В.ДВ.01.02 Основы проектирования тракторов и автомобилей

Направление подготовки (специальность): 35.04.06 Агроинженерия

Профиль подготовки (специализация) «Технологии и средства механизации сельского хозяйства»

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Методические указания по проведению практических занятий	3
1.1 Практическое занятие № ПЗ-1 Расчет шатунно-поршневой группы.....	3
1.2 Практическое занятие № ПЗ-2 Расчет компрессора	17
1.3 Практическое занятие № ПЗ-3 Расчет турбины.....	22
1.4 Практическое занятие № ПЗ-4 Расчет элементов топливной системы дизеля.....	26
1.5 Практическое занятие № ПЗ-5 Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения.....	27
1.6 Практическое занятие № ПЗ-6 Расчет элементов сцепления и коробки передач.....	32
1.7 Практическое занятие № ПЗ-7 Расчет элементов карданной и главной передач.....	56

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

1.1 Практическое занятие №1 (2 часа).

Тема: «Расчет шатунно-поршневой группы»

1.1.1 Задание для работы:

1. Рассчитать поршень
 2. Рассчитать поршневые кольца
 3. Рассчитать поршневой палец
 4. Рассчитать поршневую головку шатуна
 5. Рассчитать кривошипную головку шатуна.
 6. Рассчитать стержень шатуна
 7. Рассчитать шатунный болт

1.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Расчет поршня

Наиболее напряженным элементом поршневой группы является поршень (рис. 1).

Основные конструктивные соотношения размеров элементов поршня (рисунок 1) приведены в таблице 1.

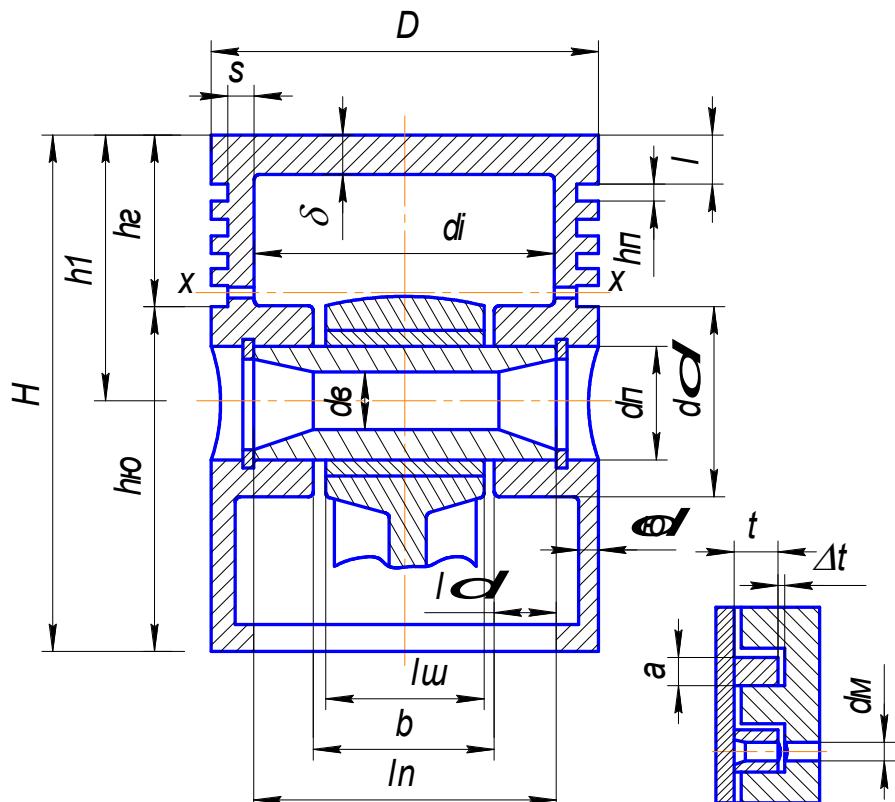


Рис. 1. Схема поршня

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий $p_{Z_{\max}}$ как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Для карбюраторных

двигателей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего момента. Для дизелей максимальное давление газов обычно достигается при работе на режиме максимальной мощности.

Напряжение изгиба (МПа) в днище поршня

$$\sigma_{I3} = M_{I3} / W_{I3} = p_{Z \max} \cdot (r_i / \delta)^2,$$

где $M_{I3} = (1/3) \cdot p_{Z \max} \cdot r_i^3$ – изгибающий момент, МНм; $W_{I3} = (1/3) \cdot r_i \delta^2$ – момент сопротивления изгибу плоского днища, м^3 ; $p_{Z \max} = p_Z$ – максимальное давление сгорания, МПа; $r_i = [D/2 - (s + t + \Delta t)]$ – внутренний радиус днища, м;

здесь s – толщина стенки головки поршня, м

При отсутствии у днища ребер жесткости допустимые значения напряжений $[\sigma_{I3}]$ (МПа) лежат в пределах:

Для поршней из алюминиевых сплавов.....20—25

При наличии ребер жесткости $[\sigma_{I3}]$ возрастают:

Для поршней из алюминиевых сплавовдо 50—150

Кроме напряжений от давления газов в днище поршня возникают тепловые напряжения из-за разности температур внутренней и наружной поверхностей.

Головка поршня в сечении $x-x$ (рисунок 1), ослабленная отверстиями для отвода масла, проверяется на сжатие и разрыв.

Напряжение сжатия (МПа)

$$\sigma_{cyc} = P_{z \max} / F_{x-x},$$

где $P_{z \max} = p_z \cdot F_{\Pi}$ – максимальная сила давления газов на днище поршня, МН; F_{x-x} – площадь сечения $x-x$, м^2 :

$$F_{x-x} = (\pi / 4) \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F'$$

Здесь $d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t)$ – диаметр поршня по дну канавок, м; $F' = [(d_k - d_i)/2] \cdot d_M$ – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, м^2 .

Допустимые напряжения на сжатие для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{cyc}] = 30 \div 40$ МПа.

Напряжение разрыва (МПа) в сечении $x-x$

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x},$$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс (МН) определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = [m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x \max}^2 \cdot (1 + \lambda)] \cdot 10^{-6},$$

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения $x-x$ (рисунок 1), определяемая по геометрическим размерам или $m_{x-x} \approx (0,4 \div 0,6) \cdot m_n$, кг; $m_n = m'_n \cdot F_n$ – масса поршневой группы, кг; $m'_n = 200 \div 350$ – отнесенная масса поршневой группы $\text{кг}/\text{м}^2$; $R = S/2$ – радиус кривошипа, м; $\omega_{x.x \max} = \pi \cdot n_{x.x \max} / 30$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя, рад/с; $n_{x.x \max} = n_h \cdot (1 + K_p)$ – частота вращения холостого хода двигателя, об/мин; $K_p = 0,06 \div 0,08$ – степень неравномерности регулятора.

Допустимые напряжения на разрыв для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_p] = 4 \div 10$ МПа.

Напряжение среза кольцевой перемычки (МПа)

$$\tau = 0,0314 \cdot p_z \cdot D / h_n,$$

где D и h_n – диаметр поршня и толщина верхней кольцевой перемычки, мм.

Напряжение изгиба кольцевой перемычки (МПа)

$$\sigma_{us} = 0,0045 \cdot p_z \cdot (D / h_n)^2.$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности (МПа)

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{us}^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

Допускаемые напряжения σ_{Σ} в верхних кольцевых перемычках с учетом значительных температурных нагрузок находятся в пределах:

Для поршней из алюминиевых сплавов.....30—40

Максимальные удельные давления (МПа) юбки поршня h_o и всей высоты H поршня на стенку

цилиндра определяются соответственно из уравнений:

$$q_1 = N_{\max} / (h_{\text{io}} \cdot D);$$

$$q_2 = N_{\max} / (H \cdot D),$$

где N_{\max} — наибольшая нормальная сила (МН), действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяемая по данным динамического расчета.

$$N_{\max} \approx (0,0008 \div 0,0012) \cdot p_z$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей $q_1 = 0,3 \div 1,0$ и $q_2 = 0,2 \div 0,7$ МПа.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_{Γ} и юбки D_{IO} поршня определяют, исходя из наличия необходимых зазоров Δ_{Γ} и Δ_{IO} между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии. По статистическим данным для алюминиевых поршней с неразрезными юбками $\Delta_{\Gamma} = (0,006 \div 0,008) \cdot D$ и $\Delta_{IO} = (0,001 \div 0,002) \cdot D$. Установив Δ_{Γ} и Δ_{IO} , определяют $D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$ и $D_{IO} = D - \Delta_{IO}$.

Правильность установленных размеров D_{Γ} и D_{IO} проверяют по формулам:

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_u \cdot (T_u - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{\Gamma} - T_0)],$$

$$\Delta'_{IO} = D \cdot [1 + \alpha_u \cdot (T_u - T_0)] - D_{IO} \cdot [1 + \alpha_n \cdot (T_{IO} - T_0)],$$

где Δ'_{Γ} и Δ'_{IO} — диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня; мм; α_u и α_n — коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня. Для чугуна $\alpha_u = \alpha_n = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К; для алюминиевых сплавов $\alpha_u = \alpha_n = 22 \cdot 10^{-6}$ 1/К; T_u , T_{Γ} и T_{IO} — соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии. При водяном охлаждении $T_u = 383 \div 388$, $T_{\Gamma} = 473 \div 723$ и $T_{IO} = 403 \div 473$ К, а при воздушном $T_u = 443 \div 463$, $T_{\Gamma} = 573 \div 873$ и $T_{IO} = 483 \div 613$ К; $T_0 = 293$ К — начальная температура цилиндра и поршня.

При получении отрицательных значений Δ'_{Γ} или Δ'_{IO} (натяг) поршень непригоден к работе. В этом случае необходимо увеличить Δ_{Γ} или Δ_{IO} и соответственно уменьшить D_{Γ} или D_{IO} или предусмотреть разрез юбки поршня. При нормальной работе поршня $\Delta'_{\Gamma} = (0,002 \div 0,0025) \cdot D$ и $\Delta'_{IO} = (0,0005 \div 0,0015) \cdot D$.

2. Расчет поршневых колец

Среднее давление (МПа) кольца на стенку цилиндра

$$p_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{A_0 / t}{(D / t - 1)^3 \cdot (D / t)},$$

где E — модуль упругости материала кольца (для серого чугуна $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, для легированного чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа, для стали $E = (2 \div 2,3) \cdot 10^5$ МПа); $A_0 = 3 \cdot t$, здесь t — радиальная толщина кольца.

Давление (МПа) кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

$$p = p_{cp} \cdot \mu_{\kappa}$$

Среднее радиальное давление p_{cp} (МПа) будет:

Для компрессионных колец.....0,11—0,37

Для маслосъемных колец.....0,2—0,4

Угол φ , град..... 0 30 60 90 120 150 180

Отношение $p / p_{cp} = \mu_{\kappa}$ 1,05 1,05 1,14 0,90 0,45 0,67 2,85

По этим данным построена эпюра давлений кольца на стенку цилиндра (рисунок 2).

Напряжения изгиба кольца (МПа):

в рабочем состоянии

$$\sigma_{us1} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot (D / t - 1)^2,$$

при надевании его на поршень

$$\sigma_{uz2} = \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0,114 \cdot A_0 / t)}{m \cdot (D / t - 1,4) \cdot (D / t)},$$

где m — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца (при расчете принимается $m = 1,57$). Допустимые напряжения при изгибе кольца $[\sigma_{uz}] = 220 \div 450$ МПа. Нижний предел относится к двигателям с большим диаметром цилиндра. Обычно $\sigma_{uz2} > \sigma_{uz1}$ на 10 — 30%.

Монтажный зазор (мм) в прямом замке поршневого кольца в холодном состоянии

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi \cdot D \cdot [\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_u \cdot (T_u - T_0)],$$

где Δ'_k — минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя ($\Delta'_k = 0,06 \div 0,10$) мм; α_k и α_u — коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра для чугуна $\alpha_k = \alpha_u = 11 \cdot 10^{-6} 1/K$; T_k , T_u и T_0 — соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура $T_0 = 293$ К; при водяном охлаждении $T_k = 473 \div 573$ К; при воздушном, $T_k = 523 \div 723$ К.

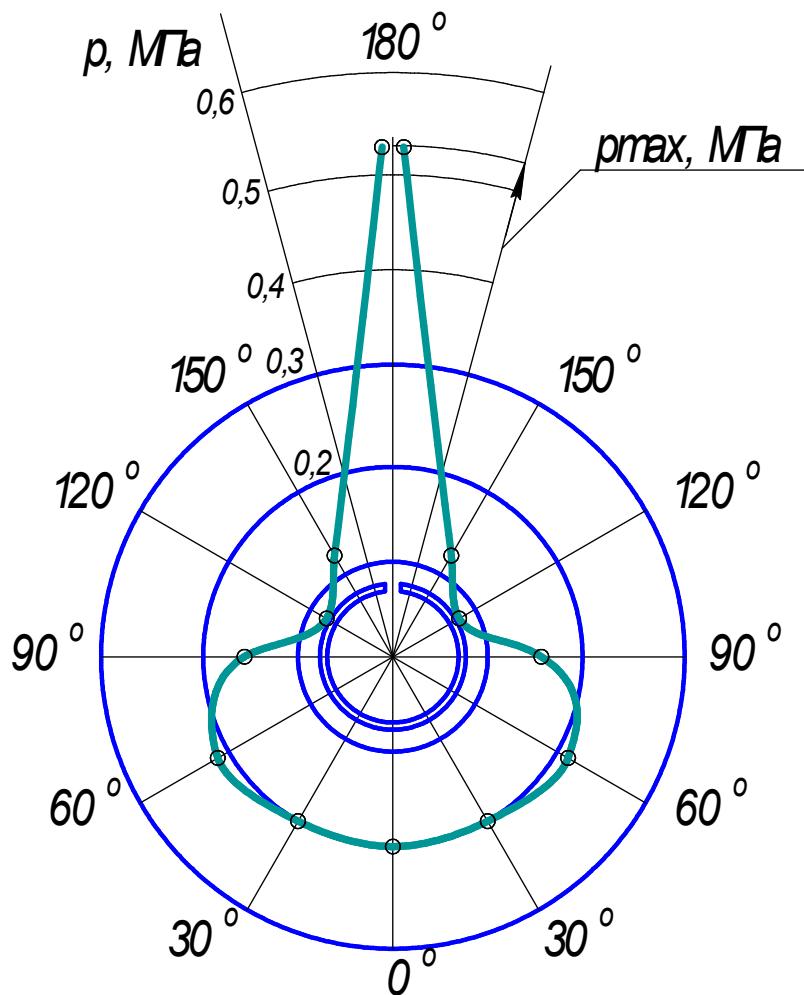


Рисунок 2. Эпюра давлений компрессионного кольца дизеля

3. Расчет поршневого пальца

Газовая расчетная сила (МН), действующая на поршневой палец:

$$P = P_{z\max} + k \cdot P_j$$

где $k = 0,68 \div 0,81$ — коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца;

Сила инерции возвратно-поступательно движущих масс (МН) определяется для режима номинальной частоты вращения

$$P_j = -m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$$

где $\omega = \pi \cdot n_n / 30$ — номинальная угловая скорость двигателя, рад/с

Удельное давление (МПа) пальца на втулку поршневой головки шатуна

$$q_{uu} = P / (d_n \cdot l_{uu}),$$

где d_n - наружный диаметр пальца, м, l_{uu} - длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м.

Удельное давление (МПа) плавающего пальца на бобышки

$$q_\delta = P / [d_n \cdot (l_n - b)],$$

где l_n — общая длина пальца, м; b — расстояние между торцами бобышек, м; $(l_n - b)$ — длина опорной поверхности пальца в бобышках, м.

Для современных автомобильных и тракторных двигателей $q_{uu} = 20 \div 60$ и $q_\delta = 15 \div 50$ МПа.

Нижние пределы относятся к тракторным двигателям.

Напряжение изгиба (МПа) в среднем сечении пальца согласно эпюре, приведенной на рис. 3

$$\sigma_{\text{изг}} = D \cdot (l_i + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_o) / [1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_i^3],$$

где $\alpha = d_e / d_n$ — отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

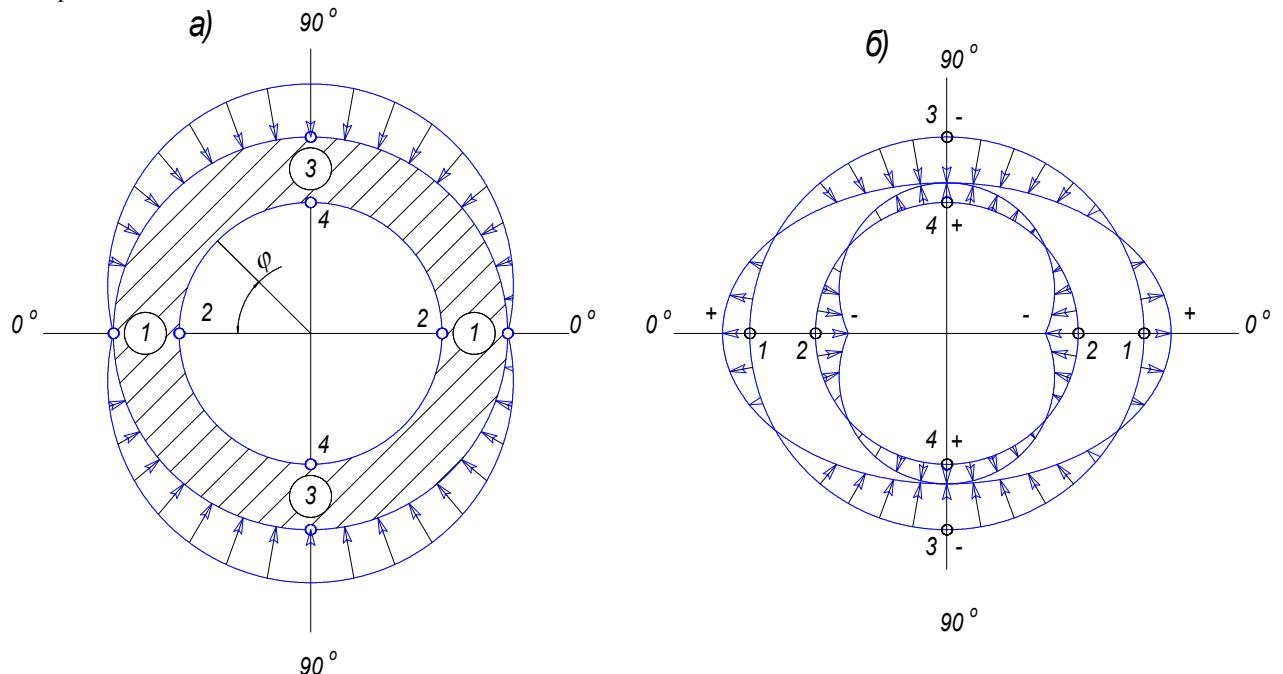
Для автомобильных и тракторных двигателей $[\sigma_{\text{изг}}] = 100 \div 250$ МПа.

Касательные напряжения от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна:

$$\tau = 0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2) / [(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2]$$

Для автомобильных и тракторных двигателей $[\tau] = 60 \div 250$ МПа.

Нижние пределы относятся к тракторным двигателям, а верхние — к пальцам, изготовленным из легированной стали.



Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца (мм) при овализации

$$\Delta d_{n\max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right],$$

где E — модуль упругости материала пальца (для стали $E = (2,0 \div 2,3) \cdot 10^5$ МПа).

Значение $\Delta d_{n\max}$ не должно быть больше $0,02 \div 0,05$ мм.

Напряжения овализации пальца на внешней поверхности пальца (рисунок 3):

в горизонтальной плоскости (точки 1, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot \left[0,1 - (\alpha - 0,4)^3 \right] \text{ МПа};$$

в вертикальной плоскости (точки 3, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2+\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа;}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца (рисунок 3):

в горизонтальной плоскости (точки 2, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2\cdot\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа;}$$

в вертикальной плоскости (точки 4, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2\cdot\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \text{ МПа.}$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости. Это напряжение, не должно превышать $300 \div 350$ МПа.

Наименование	Карбюраторные двигатели	Дизели
Толщина днища поршня δ	$(0,05 \div 0,10) \cdot D$	$(0,12 \div 0,20) \cdot D$
Высота поршня H	$(0,8 \div 1,3) \cdot D$	$(1,0 \div 1,7) \cdot D$
Высота верхней части поршня h_1	$(0,45 \div 0,75) \cdot D$	$(0,6 \div 1,0) \cdot D$
Высота юбки поршня $h_{\text{ю}}$	$(0,6 \div 0,80) \cdot D$	$(0,6 \div 1,1) \cdot D$
Диаметр бобышки d_{δ}	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$
Расстояние между торцами бобышек b	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$	$(0,3 \div 0,50) \cdot D$
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{\text{ю}}$	$1,5 \div 4,5$	$2,0 \div 5,0$
Толщина стенки головки поршня s	$(0,05 \div 0,10) \cdot D$	$(0,05 \div 0,10) \cdot D$
Расстояние до первой поршневой канавки l	$(0,06 \div 0,12) \cdot D$	$(0,11 \div 0,20) \cdot D$
Толщина первой кольцевой перемычки h_n	$(0,03 \div 0,05) \cdot D$	$(0,04 \div 0,07) \cdot D$
Радиальная толщина кольца t :		
компрессионного	$(0,040 \div 0,045) \cdot D$	$(0,040 \div 0,045) \cdot D$
маслосъемного	$(0,038 \div 0,043) \cdot D$	$(0,038 \div 0,043) \cdot D$
Высота кольца a , мм	$2 \div 4$	$3 \div 5$
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии A_0	$(2,5 \div 4,0) \cdot t$	$(3,2 \div 4,0) \cdot t$
Радиальный зазор кольца в канавке поршня Δt , мм:		
компрессионного	$0,7 \div 0,95$	$0,7 \div 0,95$
маслосъемного	$0,9 \div 1,1$	$0,9 \div 1,1$
Внутренний диаметр поршня d_i	$D - 2 \cdot (s + t + \Delta t)$	
Число масляных отверстий в поршне n'_M	$6 \div 12$	$6 \div 12$
Диаметр масляного канала d_M	$(0,3 \div 0,5) \cdot a$	$(0,3 \div 0,5) \cdot a$
Наружный диаметр пальца d_n	$(0,22 \div 0,28) \cdot D$	$(0,30 \div 0,38) \cdot D$
Внутренний диаметр пальца d_e	$(0,65 \div 0,75) \cdot d_n$	$(0,50 \div 0,70) \cdot d_n$
Длина пальца l_n :		
закрепленного	$(0,88 \div 0,93) \cdot D$	$(0,88 \div 0,93) \cdot D$
плавающего	$(0,78 \div 0,88) \cdot D$	$(0,80 \div 0,90) \cdot D$
Длина втулки шатуна l_{uu} :		

5. Расчет поршневой головки шатуна

Необходимые данные берутся из предыдущих расчетов, по таблице 1 выбираются значения основных конструктивных параметров поршневой головки (рис 1). Выбирается материал шатуна, втулки. По таблицам 2 и 3 для выбранного материала шатуна принимаются: предел прочности σ_B , предел усталости при изгибе σ_{-1} и растяжении-сжатии σ_{-1P} , предел текучести σ_T , коэффициенты приведения цикла при изгибе α_σ и при растяжении-сжатии α_{σ} . Модуль упругости стального шатуна $E_u = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; Модуль упругости бронзовой втулки $E_B = 1,15 \cdot 10^5$ МПа.

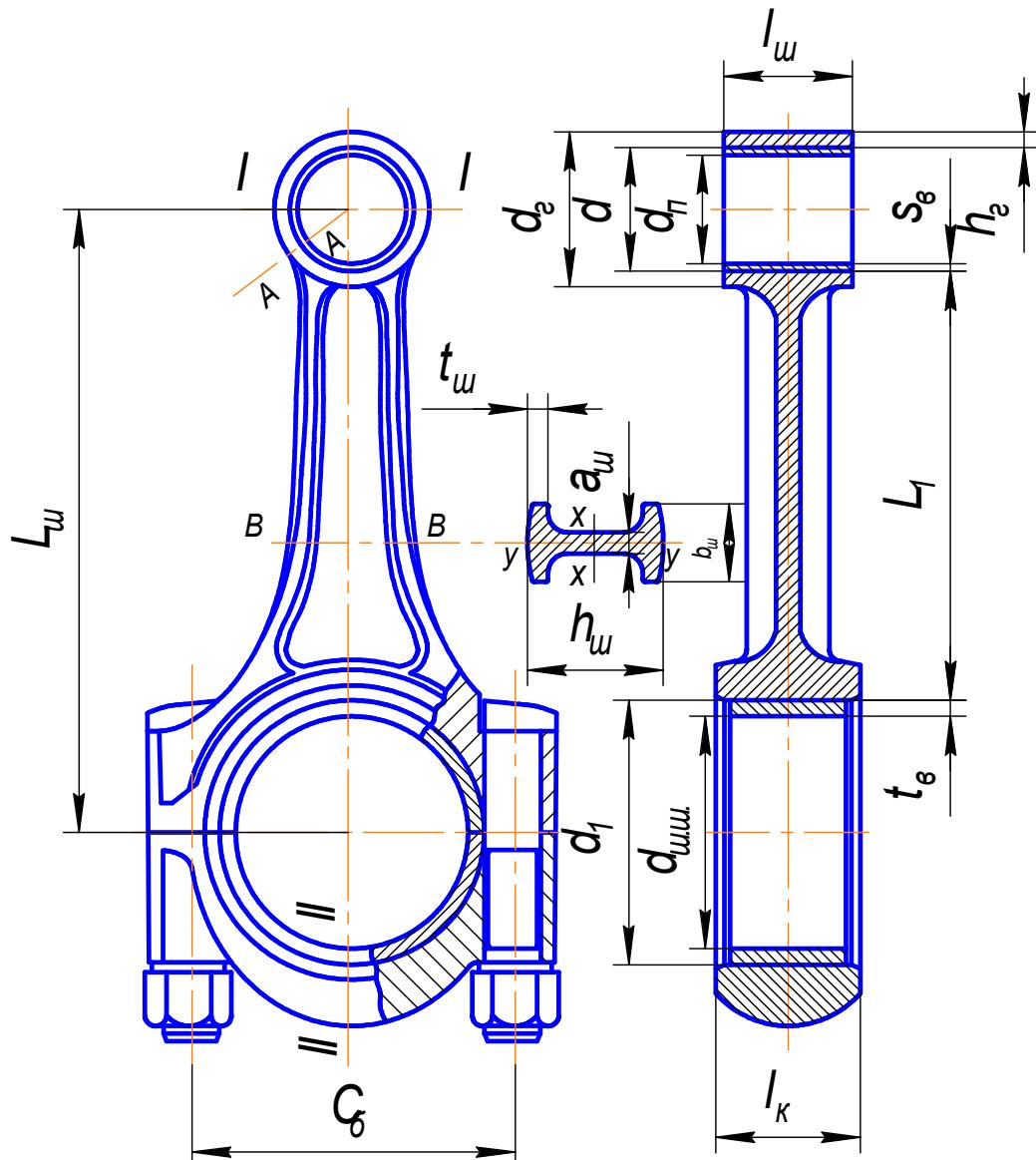


Рис. 1. Расчетная схема шатунной группы

Отношение предела усталости:

при изгибе

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_T \text{ и } (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma);$$

при растяжении-сжатии

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1P} / \sigma_T \text{ и } (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma).$$

Расчет сечения I - I (рис.1)

максимальное напряжение пульсирующего цикла

$$\sigma_{\max} = (m_n + m_{B.G.}) \cdot \omega_{xx \max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) / (2 \cdot h_g \cdot l_u)$$

где $m_{B.G.} = 0,08 \cdot m_u$ - масса части головки выше сечения I - I ; $m_u = m'_u \cdot F_\Pi$ - масса шатуна, кг; m'_u -

конструктивная масса шатуна, $m'_u = 250 \div 340$ кг/м²; h_Γ - радиальная толщина стенки головки, м таблица 1.

Среднее напряжение и амплитуда напряжений (МПа)

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \sigma_{\max} / 2$$

$$\sigma_{ak0} = \sigma_{a0} \cdot k_\sigma / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\Pi)$$

где $k_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400)$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов); ε_M - масштабный коэффициент, определяется по таблице 4, (размер детали принимают равному d_n); ε_Π - коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 5 (грубое обтачивание без поверхностного упрочнения).

так как $\sigma_{ak0} / \sigma_{m0} > (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma)$, то запас прочности в сечении $I - I$ определяется по пределу усталости

$$n_\sigma = \sigma_{-1P} / (\sigma_{ak0} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{m0})$$

Запас прочности составляет для автомобильных и тракторных двигателей 2,5—5.

Напряжения от запрессованной втулки:

суммарный натяг, мм

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t,$$

где Δ — натяг посадки бронзовой втулки, $\Delta = 0,04$ мм; Δ_t — температурный натяг, мм: $\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_\Gamma) \cdot \Delta T$ здесь d — внутренний диаметр головки, мм; $\alpha_B = 1,8 \cdot 10^{-5}$ 1/К — термический коэффициент расширения бронзовой втулки; $\alpha_\Gamma = 1,0 \cdot 10^{-5}$ 1/К — термический коэффициент расширения стальной головки; $\Delta T = 100 \div 120$ К — средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя.

Удельное давление (МПа) от суммарного натяга на поверхности соприкосновения втулки с головкой

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left[\frac{(d_\Gamma^2 + d^2) / (d_\Gamma^2 - d^2) + \mu}{E_u} + \frac{(d^2 + d_n^2) / (d^2 - d_n^2) - \mu}{E_B} \right]},$$

где d_Γ , d и d_n — соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм; $\mu = 0,3$ — коэффициент Пуассона;

Напряжения (МПа) от суммарного натяга внутренней поверхности поршневой головки

$$\sigma'_i = p \cdot \frac{d_\Gamma^2 + d^2}{d_\Gamma^2 - d^2},$$

Напряжения (МПа) от суммарного натяга на внешней поверхности поршневой головки

$$\sigma'_a = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_\Gamma^2 - d^2}$$

Значения σ'_a и σ'_i могут достигать 100—150 МПа.

Расчет сечение $A - A$ (рис. 1, 2) на изгиб:

максимальная сила (Н), растягивающая головку на режиме $n = n_u$ при $\varphi = 370^\circ$:

$$P_{jn} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda),$$

где m_n — масса поршневой группы, кг; ω — угловая скорость $\omega = \pi \cdot n_u / 30$ рад/с

Нормальная сила (Н) и избегающий момент (Нм) в сечении $0 - 0$:

$$N_{j0} = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{u..z.});$$

где $\varphi_{u..z.}$ - угол заделки град;

$$M_{j0} = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{u..z.} - 0,0297)$$

где $r_{cp} = (d_\Gamma + d) / 4$ — средний радиус поршневой головки, м.

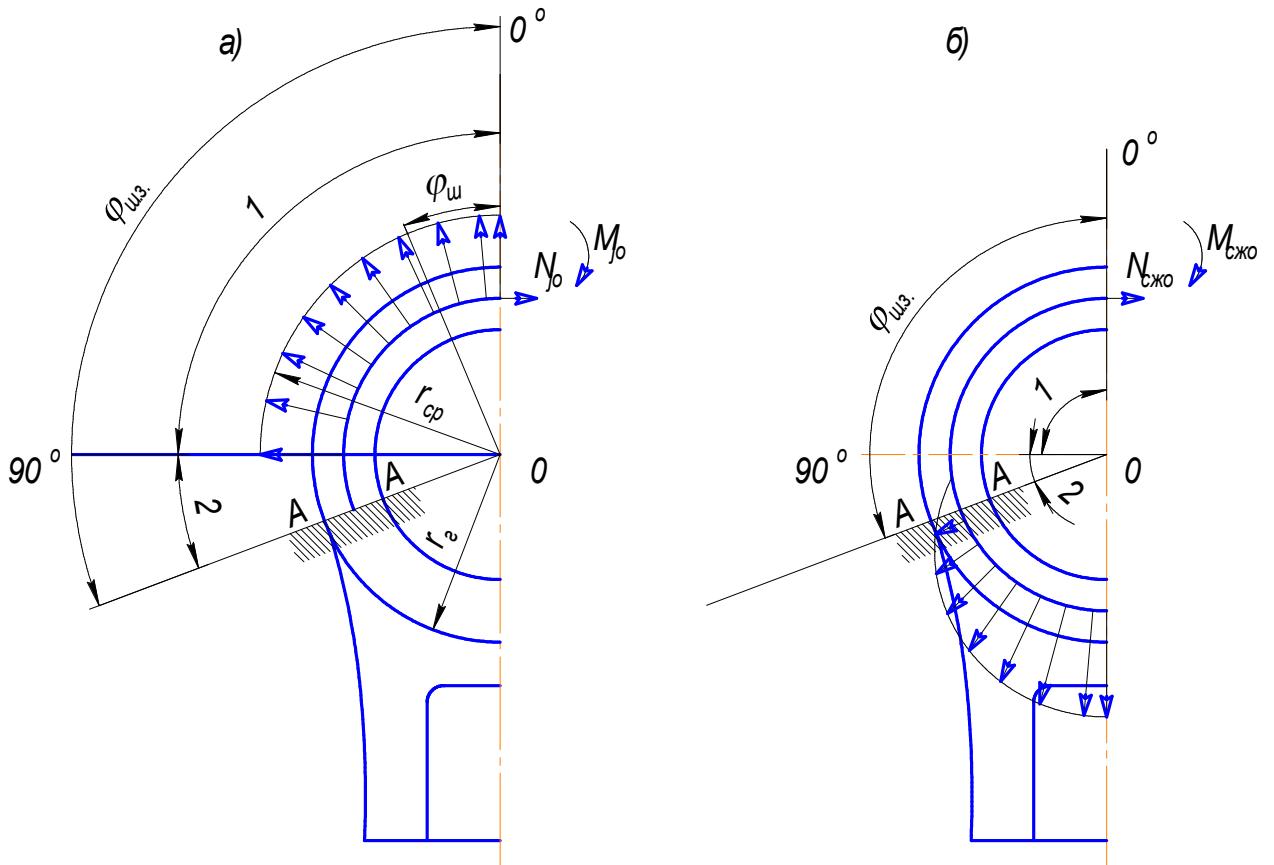


Рис. 2. Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна:
а — при растяжении; б — при сжатии

Нормальная сила (Н) и избегающий момент (Нм) в сечении в расчетном сечении от: растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{u3}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{u3} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{u3} - \cos \varphi_{u3});$$

$$M_{j\varphi_{u3}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{u3}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{u3} - \cos \varphi_{u3}).$$

Напряжение (МПа) на внешнем волокне от растягивающей силы

$$\sigma_{aj} = \left[2M_{j\varphi_{u3}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{j\varphi_{u3}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{uu} \cdot h_{\Gamma}};$$

где K коэффициент

$$K = E_{uu} \cdot F_{\Gamma} / (E_{uu} \cdot F_{\Gamma} + E_B \cdot F_B),$$

где $F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{uu}$ и $F_B = (d - d_n) \cdot l_{uu}$ — соответственно площадь сечения стенок головки и втулки.

Суммарная сила (Н), сжимающая головку:

$$P_{cж} = (p_z - p_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Нормальная сила (Н) и изгибающий момент (Нм) в расчетном сечении от сжимающей силы:

$$N_{cж\varphi_{u3}} = P_{cж} \cdot \left[\frac{N_{cж0}}{P_{cж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{u3}}{2} - \frac{\varphi_{u3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{u3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{u3} \right) \right]$$

где $N_{cж0} / P_{cж}$ определяются по таблице 6, $\frac{\sin \varphi_{u3}}{2} - \frac{\varphi_{u3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{u3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{u3}$ определяются по таблице 7.

$$M_{cж\varphi_{u3}} = P_{cж} \cdot r_{cp} \cdot \left[\frac{M_{cж0}}{P_{cж} \cdot r_{cp}} + \frac{N_{cж0}}{P_{cж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{u3}) - \left(\frac{\sin \varphi_{u3}}{2} - \frac{\varphi_{u3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{u3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{u3} \right) \right]$$

где $M_{cж0} / (P_{cж} \cdot r_{cp})$ определяются по таблице 6, $1 - \cos \varphi_{u3}$, определяются по таблице 7.

Напряжения на внешнем волокне от сжимающей силы (МПа)

$$\sigma_{a\text{сж}} = \left[2M_{\text{сж\phiи.3.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{\text{сж\phiи.3.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{uu} \cdot h_{\Gamma}}$$

Максимальное и минимальное напряжения асимметричного цикла (МПа):

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj};$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{acc}.$$

Среднее напряжение и амплитуда напряжений (МПа):

$$\sigma_{\delta} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$$

$$\sigma_{\dot{a}\dot{e}} = \sigma_{\dot{a}} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_{\dot{a}} \cdot \varepsilon_{\dot{e}})$$

Если $\sigma_{ak} / \sigma_m > (\beta_{\sigma} - a_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma})$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу усталости

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{ak} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m).$$

Если $\sigma_{ak} / \sigma_m < (\beta_{\sigma} - a_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma})$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ak} + \sigma_m).$$

Запас прочности поршневых головок изменяется в пределах 2,5—5,0.

6. Расчет кривошипной головки шатуна.

Данные берутся из динамического расчета и расчета поршневой головки шатуна.

По таблице 8 принимаем основные конструктивные размеры.

Максимальная сила инерции (Н)

$$P_{jp} = -\omega_{x,x\max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{uu,n}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{uu,k} - m_{kp})] \cdot 10^{-6},$$

где $m_{uu,n}$ и $m_{uu,k}$ — соответственно массы шатунной группы, совершающие

возвратно-поступательное и вращательное движения, $m_{uu,n} = 0,275 \cdot m_{uu}$, $m_{uu,k} = 0,725 \cdot m_{uu}$ кг;

$m_{kp} \approx (0,20 \div 0,28) \cdot m_{uu}$ — масса крышки кривошипной головки, кг; m_{uu} — масса шатунной группы, кг.

Момент сопротивления расчетного сечения, м^3

$$W_{u3} = l_{\kappa} \cdot (0,5 \cdot c_{\delta} - r_1)^2 / 6,$$

где c_{δ} — расстояние между шатунными болтами, м таблица 8; l_{κ} — длина кривошипной головки, м таблица 8;

$r_1 = 0,5 \cdot (d_{uu} + 2 \cdot t_B)$ — внутренний радиус кривошипной головки шатуна, м.

Момент инерции вкладыша и крышки, м^4

$$J_B = l_{\kappa} \cdot t_B^3,$$

$$J = l_{\kappa} \cdot (0,5 \cdot c_{\delta} - r_1)^3.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша, (МПа)

$$\sigma_{u3} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_{\delta}}{(1 + J_B / J) \cdot W_{u3}} + \frac{0,4}{F_{\Gamma}} \right],$$

где $F_{\Gamma} = l_{\kappa} \cdot 0,5 \cdot (c_{\delta} - d_{uu})$ — суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении, м^2 .

Значение σ_{u3} изменяется в пределах 100 — 300 МПа.

3. Расчет стержня шатуна

Основными конструктивными параметрами стержня шатуна кроме длины $L_{III} = R / \lambda$ являются размеры его среднего сечения $B - B$ (см. рисунок 1).

Значения этих параметров для отечественных автомобильных и тракторных двигателей приведены в таблице 9.

Площадь и моменты инерции расчетного сечения $B - B$, м^2

$$F_{cp} = h_{uu} \cdot b_{uu} - (b_{uu} - a_{uu}) \cdot (h_{uu} - 2 \cdot t_{uu}),$$

где h_{uu} , b_{uu} , a_{uu} и t_{uu} — размеры сечения шатуна, м.

$$J_x = [b_{uu} \cdot h_{uu}^3 - (b_{uu} - a_{uu}) \cdot (h_{uu} - 2 \cdot t_{uu})^3] / 12;$$

$$J_y = [h_{uu}^3 \cdot b_{uu} - (h_{uu} - 2 \cdot t_{uu}) \cdot (b_{uu} - a_{uu})^3] / 12,$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы, МПа
в плоскости качения шатуна

$$\sigma_{\max x} = K_x \cdot P_{c\mathcal{E}} / F_{cp},$$

где $K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{uu}} \cdot \frac{L_{uu}^2}{J_x} \cdot F_{cp}$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в

плоскости качения шатуна; $L_{uu} = R / \lambda$ – длина шатуна, м; $\sigma_e = \sigma_B$ – предел упругости материала шатуна, МПа; E_{uu} – модуль упругости стального шатуна, МПа;

$P_{c\mathcal{E}} = [F_{\Pi} \cdot (p_z - p_0) - m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)] \cdot 10^{-6}$ – сила, сжимающий шатун при $\varphi = 370^\circ$, здесь $m_j = m_n + 0,275 \cdot m_{uu}$ – масса возвратно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма, кг.

в плоскости, перпендикулярной плоскости качения шатуна

$$\sigma_{\max y} = K_y \cdot P_{c\mathcal{E}} / F_{cp},$$

где $K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{uu}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{cp}$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в

плоскости, перпендикулярной плоскости качения шатуна; $L_1 = L_{uu} - (d + d_1) / 2$ – длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головки, м;

Для современных автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_{\max x}$ и $\sigma_{\max y}$ (МПа) не должны превышать:

Для углеродистых сталей.....160—250

Для легированных сталей.....200—350

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} = P_p / F_{cp},$$

где $P_p = [p_r \cdot F_{\Pi} - m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)] \cdot 10^{-6}$ – сила, растягивающая шатун, МПа,

здесь p_r – давление остаточных газов, $p_r = (0,75 \div 0,98) \cdot p_k$ с наддувом, $p_k = 0,15 \div 0,20$ МПа – давление наддувочного воздуха, $p_r = (1,05 \div 1,25) \cdot p_0$ без наддува.

Средние напряжения от растягивающей силы

$$\sigma_{mx} = (\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}) / 2 \quad \sigma_{my} = (\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}) / 2$$

$$\sigma_{ax} = (\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}) / 2 \quad \sigma_{ay} = (\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}) / 2$$

$$\sigma_{akx} = \sigma_{ax} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi}) \quad \sigma_{aky} = \sigma_{ay} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi})$$

где $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400)$ – коэффициент концентрации напряжения; ε_M – определяется по максимальному размеру сечения стержня шатуна (таблица 4);

ε_{Π} – определяется по таблице 5 с учетом поверхностного упрочнения стержня шатуна обдувкой дробью.

так как $\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$ и $\frac{\sigma_{aky}}{\sigma_{my}} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$, то запас прочности в сечении

$B - B$ определяются по пределу усталости

где $\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$ (см. расчет поршневой головки шатуна при растяжении-сжатии)

$$n_{\alpha x} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx})$$

$$n_{\alpha y} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my})$$

Для шатунов автомобильных и тракторных двигателей значения $n_{\alpha x}$ и $n_{\alpha y}$ не должны быть ниже 1,5.

7. Расчет шатунного болта

По табл. 2 и 3 для выбранного материала определяем

предел прочности σ_B , текучести σ_T и усталости при растяжении-сжатии σ_{-1p} ; коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии α_σ

Определяем

$$\beta_\sigma = \sigma_{-1p} / \sigma_T; (\beta_\sigma - \alpha_\sigma) / (1 - \beta_\sigma)$$

Сила предварительной затяжки (МН)

$$P_{np} = (2 \div 3) \cdot P_{jp} / i_\delta,$$

где P_{jp} — максимальная сила инерции, разрывающая кривошипную головку и шатунные болты (берется из расчета кривошипной головки без учета знака); i_δ — количество болтов.

Суммарная сила (МН), растягивающая болт

$$P_\delta = P_{np} + \chi \cdot P_{jp} / i_\delta,$$

где $\chi = 0,15 \div 0,25$ — коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Максимальные и минимальные напряжения (МПа), возникающие в болте

$$\sigma_{\max} = 4 \cdot P_\delta / (\pi \cdot d_e^2),$$

$$\sigma_{\min} = 4 \cdot P_{np} / (\pi \cdot d_e^2),$$

где $d_e = d - 1,4 \cdot t$ — внутренний диаметр резьбы болта, м; d — номинальный диаметр болта (таблица 10), м; t — шаг резьбы (таблица 10), м.

Среднее напряжение и амплитуды цикла (МПа)

$$\sigma_{\bar{\sigma}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2,$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2,$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a \cdot k_\sigma / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\Pi),$$

где $k_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_{k\sigma} - 1)$ — коэффициент концентрации напряжения; $\alpha_{k\sigma} = 3,0 \div 4,5$ острая V -образная выточка (резьба), q — коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжения определяется по рисунок 3; ε_M — масштабный коэффициент, определяется по таблице 3 при номинальном диаметре болта; ε_Π — коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 4 без учета поверхностного упрочнения грубо обтачивание;

если $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$, то запас прочности в сечении болта определяется по пределу усталости

$$n_\sigma = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m)$$

если $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$, то запас прочности в сечении болта определяется по пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ak} + \sigma_m)$$

Для шатунных болтов значения запаса прочности не должно быть ниже 2.

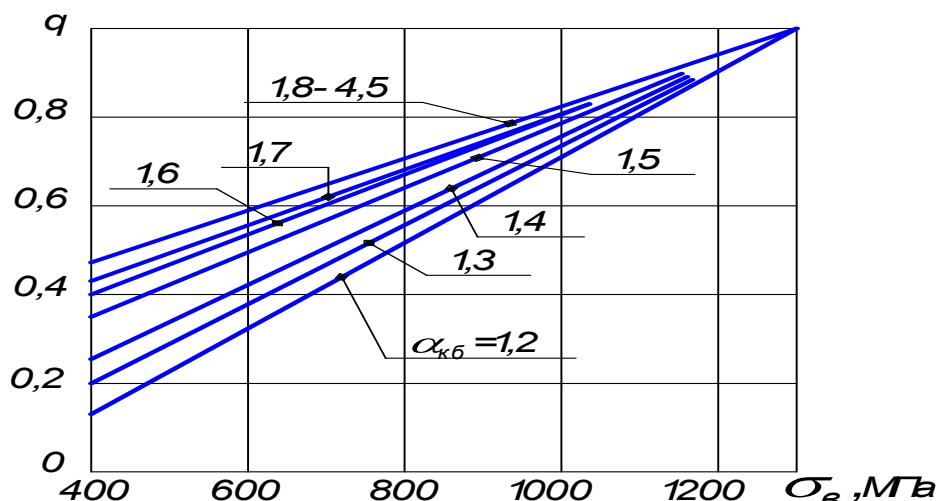


Рис.3. Коэффициент чувствительности сталей к концентрации напряжений

Таблица 1

Величина	Карбюраторные двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки d : без втулки с втулкой	$d \approx d_n$ $(1,10 \div 1,25) \cdot d_n$	$d \approx d_n$ $(1,10 \div 1,25) \cdot d_n$
Наружный диаметр головки d_T	$(1,25 \div 1,65) \cdot d_n$	$(1,3 \div 1,7) \cdot d_n$
Длина поршневой головки шатуна l_{uu} : закрепленный палец плавающий палец	$(0,28 \div 0,32) \cdot D$ $(0,33 \div 0,45) \cdot D$	$(0,28 \div 0,32) \cdot D$ $(0,33 \div 0,45) \cdot D$
Минимальная радиальная толщина стенки головки h_T	$(0,16 \div 0,27) \cdot d_n$	$(0,16 \div 0,27) \cdot d_n$
Радиальная толщина стенки втулки s_B	$(0,055 \div 0,085) \cdot d_n$	$(0,070 \div 0,085) \cdot d_n$

Таблица 2

Марка стали	Механические свойства легированных сталей, МПа					
	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}
20Х	650-850	400-600	310-380	230	360	230
30Х	700-900	600-800	360	260	420	220
30ХМА	950	750	470	-	-	-
35Х	950	750	-	-	-	-
35ХМА	950	800	-	-	-	-
38ХА	950	800	-	-	-	-
40Х	750-1050	650-950	320-480	240-340	-	210-260
40ХН	1000-1450	800-1300	460-600	320-420	390	240
45Х	850-1050	700-950	400-500	-	-	-
50ХН	1100	850	550	-	-	-
12ХН3А	950-1400	700-1100	420-640	270-320	400	220-300
18ХН24А	1100	850	-	-	-	-
18ХНВА	1150-1400	850-1200	540-620	360-400	550	300-360
25ХНМА	1150	-	-	-	-	-
20ХН3А	950-1450	850-1100	430-650	310	-	240-310
25ХНВА	1100-1150	950-1050	460-540	310-360	600	280-310
30ХГСА	1100	850	510-540	500-530	-	220-245
37ХН3А	1150-1600	1000-1400	520-700	-	-	320-400
40ХНМА	1150-1700	850-1600	550-700	-	700	300-400

Таблица 3

Пределы прочности, σ_B , МПа	Изгиб α_σ	Растяжение-сжатие α_σ	Кручение α_τ
350-450	0,06-0,10	0,06-0,08	0
450-600	0,08-0,13	0,07-0,10	0
600-800	0,12-0,18	0,09-0,14	0-0,08
800-1000	0,16-0,22	0,12-0,17	0,06-0,10
1000-1200	0,20-0,24	0,16-0,20	0,08-0,16
1200-1400	0,22-0,25	0,16-0,23	0,10-0,18
1400-1600	0,25-0,30	0,23-0,25	0,18-0,20

Таблица 4

Масштабные коэффициенты	Размеры детали, мм							
	10	10-15	15-20	20-30	30-40	40-50	50-100	100-200
$\varepsilon_{m\sigma}$	1	1,0-0,95	0,95-0,90	0,90-0,85	0,85-0,80	0,80-0,75	0,75-0,65	0,65-0,55
$\varepsilon_{m\tau}$	1	1,0-0,94	0,94-0,88	0,88-0,83	0,83-0,78	0,78-0,72	0,72-0,60	0,60-0,50

Таблица 5

Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{\Pi\sigma} \approx \varepsilon_{\Pi\tau}$	Вид обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{\Pi\sigma} \approx \varepsilon_{\Pi\tau}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1	Обдувка дробью	1,1-2,0
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97-0,85	Обкатка роликом	1,1-2,2
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94-0,80	Цементация	1,2-2,5
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88-0,60	Закалка	1,2-2,8
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76-0,50	Азотирование	1,2-3,0

Таблица 6

Параметры	Угол заделки $\varphi_{u.z.}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$N_{cж0} / P_{cж}$	0,00010	0,0005 0,00010	0,0009 0,00025	0,0018 0,00060	0,0030 0,00110	0,0060 0,00180	0,0085 0,00300
$M_{cж0} / (P_{cж} \cdot r_{cp})$							

Таблица 7

$f(\varphi_{u.z.})$	Угол заделки $\varphi_{u.z.}$, град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\cos \varphi_{u.z.}$	-0,1736	-0,2588	-0,3420	-0,4226	-0,500	-0,5736	-0,6428
$1 - \cos \varphi_{u.z.}$	1,1736	1,2588	1,3420	1,4226	1,500	1,5736	1,6428
$\sin \varphi_{u.z.} - \cos \varphi_{u.z.}$	1,1584	1,2247	1,2817	1,3289	1,3660	1,3928	1,4088
$\frac{\sin \varphi_{u.z.} - \varphi_{u.z.}}{2\pi} \cdot \sin \varphi_{u.z.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{u.z.}$	0,0011	0,0020	0,0047	0,0086	0,0130	0,0235	0,304

Таблица 8

Размеры кривошипной головки	Пределы изменения	Размеры кривошипной головки	Пределы изменения
Диаметр шатунной шейки $d_{III.III}$	$(0,56 \div 0,75) \cdot D$	Расстояние между шатунными болтами c_6	$(1,3 \div 1,75) \cdot d_{III.III}$
Толщина стенки Вкладыша t_B : тонкостенного толстостенного	$(0,03 \div 0,05) \cdot d_{III.III}$ $0,1 \cdot d_{III.III}$	Длина кривошипной головки l_k	$(0,45 \div 0,95) \cdot d_{III.III}$

Таблица 9

Размеры сечения шатуна	Карбюраторные двигатели	Дизели
$h_{III\min}$	$(0,5 \div 0,55) \cdot d_r$	$(0,5 \div 0,55) \cdot d_r$
h_{III}	$(1,2 \div 1,4) \cdot h_{III\min}$	$(1,2 \div 1,4) \cdot h_{III\min}$
b_{III}	$(0,50 \div 0,60) \cdot l_{III}$	$(0,55 \div 0,75) \cdot l_{III}$
$a_{III} \approx t_{III}$	$(2,5 \div 4,0)$	$(4,0 \div 7,5)$

Таблица 10

номинальный диаметр болта, d , мм	шаг резьбы t , мм	номинальный диаметр болта, d , мм	шаг резьбы t , мм	номинальный диаметр болта, d , мм	шаг резьбы t , мм
9	1,25	12	1,5	16	1,5
9	1	12	1,25	16	1
10	1,5	12	1	17	1,5
10	1,25	14	1,5	17	1
10	1	14	1,25	18	2,5
11	1,5	14	1	18	2
11	1	15	1,5	18	1,5
12	1,75	15	1	18	1

1.1.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета шатунно-поршневой группы

1.2 Практическое занятие №2 (2 часа).

Тема: «Расчет компрессора»

1.2.1 Задание для работы:

1. Рассчитать компрессор

1.2.1 Краткое описание проводимого занятия:

Параметры окружающей среды и физические константы для воздуха приняты по данным теплового расчета.

Компрессор радиально-осевой с лопаточным диффузором, одноступенчатый.

Массовый расход воздуха через двигатель, кг/с

$$G_B = \frac{\alpha \cdot \varphi_B \cdot l_0 \cdot G_T}{36 \cdot 10^2},$$

где $\varphi_B = 1,0$ — коэффициент продувки; $\alpha = 1,6 \div 1,8$ — коэффициент избытка воздуха, дизель с наддувом; $l_0 = 14,452$ кг возд/кг топл. — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива;

G_T — часовой расход топлива, кг/ч.

Плотность воздуха на входе в компрессор, кг/м³:

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_0)$$

где R_B — удельная газовая постоянная воздуха, $R_B = 287$ Дж/(кг К).

Объемный расход воздуха через компрессор, м³/с

$$Q_B = G_B / \rho_0$$

Расчет входного устройства и рабочего колеса. Температура воздуха в сечении a_{BX} — a_{BX} (см. рисунок 1).

$$T_{aBX} = T_0$$

Давление воздуха в сечении a_{BX} — a_{BX}

$$p_{aBX} = p_0 - \Delta p_{BC},$$

где $\Delta p_{BC} = 0,002 \div 0,006$ — потери давления на всасывании в компрессор, МПа.

Степень повышения давления воздуха в компрессоре

$$\pi_k = p_k / p_{aBX},$$

где - $p_k = 0,15 \div 0,20$ МПа – давление наддувочного воздуха.

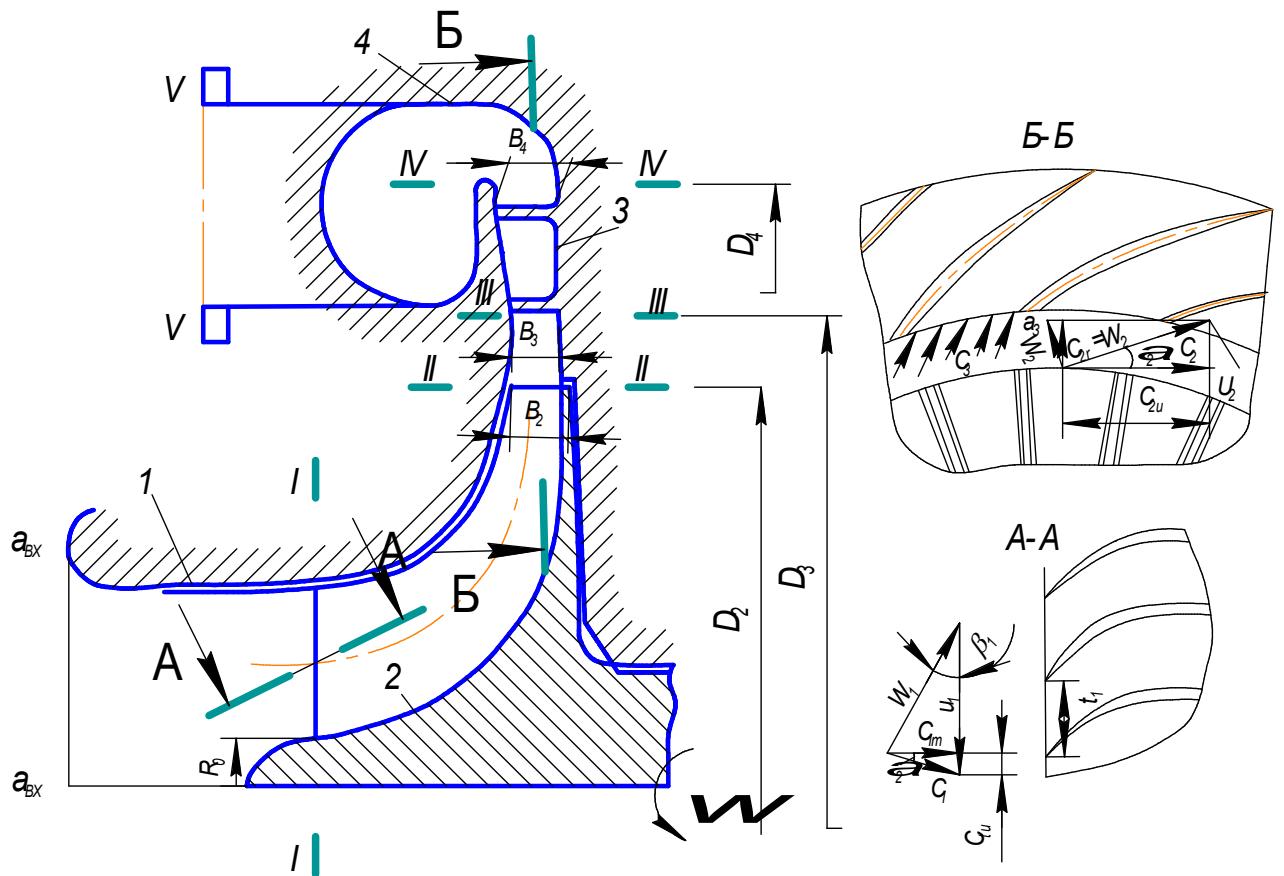


Рис.1. Схема проточной части центробежного компрессора с лопастным диффузором.

По известным значениям Q_B и π_k используя графические зависимости (см. рисунок 2), определяем типоразмер турбокомпрессора, а по таблице 1 находим номинальный базовый диаметр колеса компрессора — D_2 .

Адиабатическая работа сжатия в компрессоре, Дж/кг

$$L_{a\partial.\kappa} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{aBX} \cdot \left(\pi_{\kappa}^{(k-1)/k} - 1 \right)$$

где $k = 1,4$ - показатель политропы.

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора, м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{ad.\kappa}}{H_{ad.\kappa}}},$$

где $\bar{H}_{ад.к} = 0,56 \div 0,64$ — коэффициент напора.

Частота вращения колеса компрессора, об/мин

$$n_{\kappa} = 60 \cdot u_2 / (\pi \cdot D_2)$$

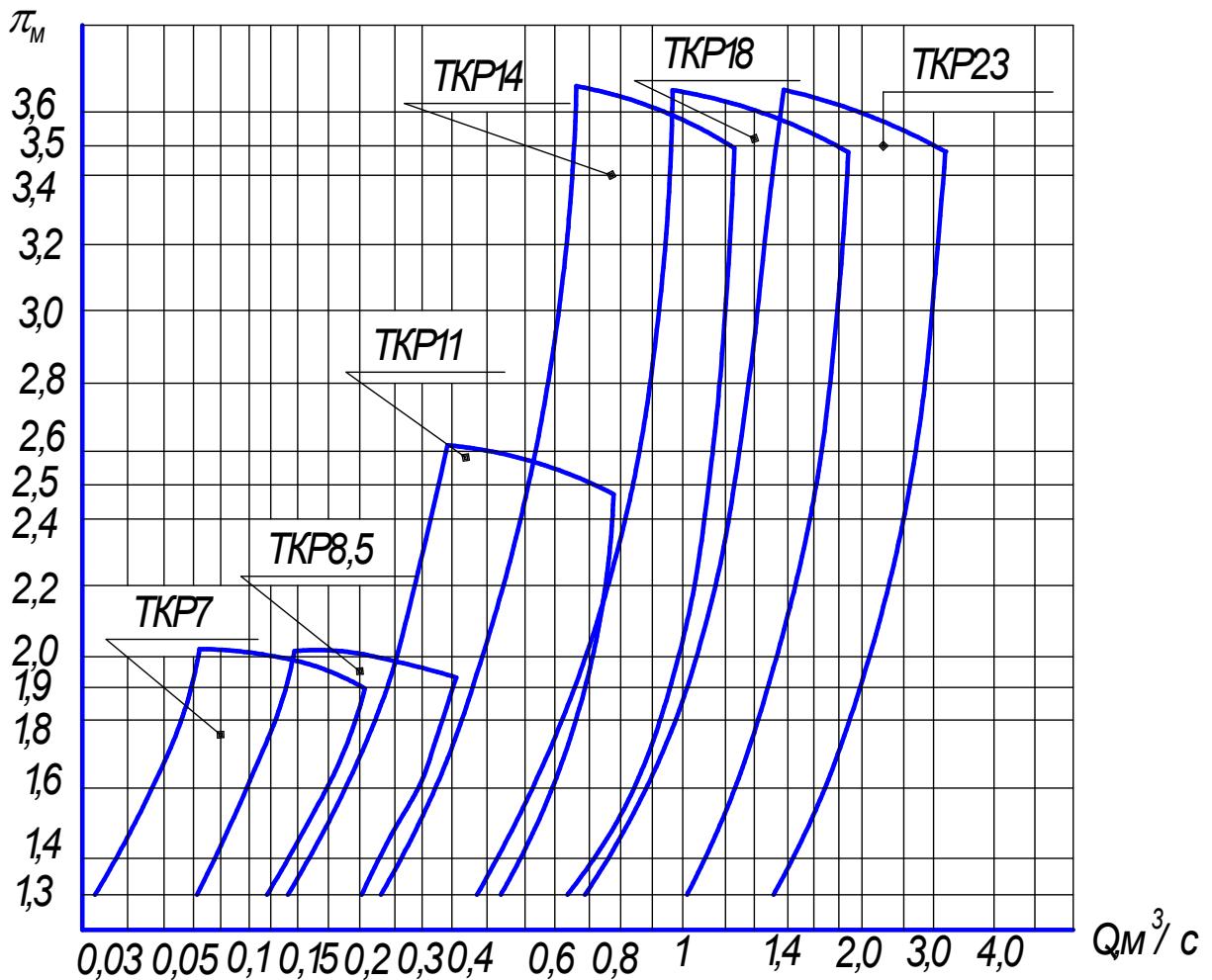


Рисунок 2. Расходные характеристики турбокомпрессора по ГОСТ 9658-66.

Температура воздуха на входе в колесо компрессора (сечение $I - I'$), К

$$T_1 = T_{aBX} + \frac{c_{aBX}^2 - c_1^2}{2 \cdot c_p}$$

где $c_{aBX} = 30 \div 50$ м/с — скорость воздуха во входном сечении; $c_1 = 60 \div 150$ м/с — абсолютная скорость потока перед колесом; $c_p = 1005$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг К).

Потери в воздухоподводящем патрубке компрессора, Дж/кг

$$L_{rBX} = \xi_{BX} \cdot c_1^2 / 2$$

где $\xi_{BX} = 0,03 \div 0,06$ — коэффициент потерь для патрубков с осевым входом.

Показатель политропы n_{BX} на участке входа воздуха в компрессор определяем из выражения

$$\frac{n_{BX}}{n_{BX} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{rBX}}{R_B \cdot (T_1 - T_{aBX})}$$

Давление перед колесом компрессора, МПа

$$p_1 = p_{aBX} \cdot (T_1 / T_{aBX})^{n_{BX} / (n_{BX} - 1)}$$

Плотность воздуха в сечении $I - I'$, кг/м³

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_1)$$

Площадь поперечного сечения $I - I'$, м²

$$F_1 = G_B / (c_1 \cdot \rho_1)$$

Диаметр рабочего колеса на входе в компрессор, мм

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_1}{[0,785 \cdot (1 - (D_0 / D_1)^2)]}}$$

где $D_0 / D_1 = 0,25 \div 0,60$ — отношение диаметра втулки колеса к его диаметру на входе.

Диаметр втулки рабочего колеса компрессора, мм

$$D_0 = D_1 \cdot D_0 / D_1.$$

Относительный диаметр втулки рабочего колеса,

$$\overline{D}_0 = D_0 / D_2.$$

Относительный диаметр колеса на входе,

$$\overline{D}_1 = D_1 / D_2.$$

Относительный средний диаметр на входе в колесо

$$\overline{D}_{1cp} = \sqrt{\frac{(\overline{D}_0^2 + \overline{D}_1^2)}{2}}.$$

Коэффициент мощности для осерадиальных колес

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \frac{1}{1 - \overline{D}_{1cp}^2} \right]$$

где $z_k = 12 \div 16$ — число лопаток рабочего колеса компрессора. Для колес малых диаметров $D_2 = 70 \div 110$ мм принимают меньшее значение z_k .

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса, м/с

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости, м/с

$$c_{2r} = (0,25 \div 0,40) \cdot u_2.$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса (см. рисунок 1), м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}.$$

Обычно $c_2 = (0,90 \div 0,97) \cdot u_2$.

Температура воздуха на выходе из колеса, К

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \mu^2 / 2) \cdot u_2^2 / c_p$$

где $\alpha_f = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент дисковых потерь.

Давление воздуха на выходе из колеса, МПа

$$p_2 = p_1 \cdot (T_2 / T_1)^{n_k / (n_k - 1)}.$$

где $n_k = 1,4 \div 1,6$ — показателем политропы сжатия в рабочем колесе

Плотность воздуха за рабочим колесом, кг/м³

$$\rho_2 = p_2 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_2).$$

Высота лопаток рабочего колеса на диаметре D_2 (см. рисунок 1), мм

$$b_2 = G_B / (\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2).$$

Относительная высота лопаток в выходном сечении колеса

$$\overline{b}_2 = b_2 / D_2.$$

Относительная ширина колеса компрессора

$$\overline{B} = B / D_2,$$

где $B = 0,0275 \div 0,033$ — ширина колеса компрессора, м.

Расчет диффузоров и воздухосборника. Ширину лопаток диффузора принимаем равной высоте лопаток колеса на выходе (см. рисунок 1)

$$b_3 = b_2.$$

Абсолютная скорость на выходе из безлопаточного диффузора, м/с

$$c_3 = \frac{c_2}{\overline{D}_3} \cdot \frac{b_2}{b_3}$$

где $\overline{D}_3 = 1,05 \div 1,20$ — относительный наружный диаметр диффузора.

Отношение c_2 / c_3 не должно превышать $1,08 \div 1,25$.

Наружный диаметр безлопаточного диффузора, м

$$D_3 = D_2 \cdot \bar{D}_3$$

Давление за лопаточным диффузором, МПа

$$p_4 = p_{aBX} \cdot \pi_k$$

Температура воздуха за лопаточным диффузором, К

$$T_4 = T_2 \cdot (p_4 / p_2)^{(n_o - 1) / n_o}$$

где $n_o = 1,6 \div 1,8$ — показатель политропы сжатия в диффузорах.

Скорость воздуха на выходе из лопаточного диффузора, м/с

$$c_4 = \sqrt{c_2^2 - (T_4 - T_2) \cdot 2 \cdot c_p}$$

Наружный диаметр лопаточного диффузора (см. рисунок 1) находится в пределах $D_4 = (1,35 \div 1,70) \cdot D_2$.

Ширина лопаточного диффузора на выходе, мм

$$b_4 = b_3 + (D_4 - D_3) \cdot \tan \nu / 2$$

где $\nu = 5 \div 6^\circ$ — угол раскрытия стенок лопаточного диффузора.

Скорость воздуха на выходе из воздухосборника, м/с

$$c_5 = c_4$$

Потери в воздухосборнике (улитке) Дж/кг

$$L_{ryu} = \xi_{ryu} \cdot c_4^2 / 2$$

где $\xi_{ryu} = 0,1 \div 0,3$ — коэффициент потерь в воздухосборнике.

Давление на выходе из улитки, МПа

$$p_5 = p_4 \cdot \left(1 - \frac{L_{ryu}}{R_B \cdot T_5} \cdot \frac{k-1}{k} \right)^{k/(k-1)}$$

где $T_5 = T_4$ — температура на выходе из улитки.

Давление воздуха в компрессоре можно повысить, если выходной патрубок воздухосборника будет диффузорным (см. рисунок 3).

Расчет основных параметров компрессора.

Конечное давление p_5 на выходе из компрессора не должно отличаться от принятого p_k более чем на $2 \div 4\%$.

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = p_5 / p_{aBX}$$

Адиабатический к. п. д. компрессора

$$\eta_{ad,k} = T_0 \cdot (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / (T_5 - T_0)$$

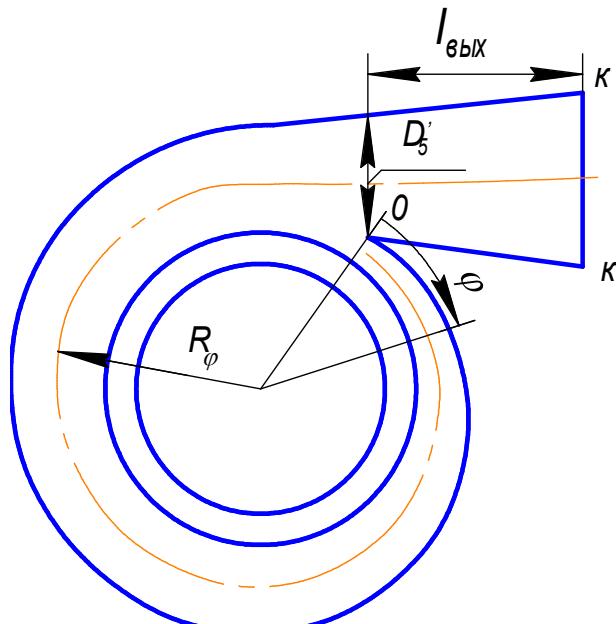


Рис. 3. Схема улитки.

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени повышения давления, Дж/кг

$$L_{ad,k} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{aBX} \cdot (\pi_k^{(k-1)/k} - 1)$$

Коэффициент напора

$$\overline{H}_{ad,k} = L_{ad,k} / u_2^2$$

Величина $\overline{H}_{ad,k}$ не должно отличается от принятого в расчете $\overline{H}_{ad,k}$ более чем на 2 – 4 %.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, кВт

$$N_k = L_{ad,k} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{ad,k}.$$

1.2.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета компрессора

1.3 Практическое занятие №3 (2 часа).

Тема: «Расчет турбины»

1.3.1 Задание для работы:

1. Рассчитать турбину

1.3.2 Краткое описание проводимого занятия:

Количество выпускаемых газов, поступающих на турбину от двигателя кг/с

$$G_\Gamma = G_B \cdot [1 + 1/(\alpha \cdot \varphi_\Pi \cdot l_0)].$$

Давление газа в выпускном патрубке зависит от системы наддува и изменяется в четырехтактных двигателях в пределах $p_p = (0,80 \div 0,92) \cdot p_k$. Имея в виду, что p_p должно быть выше давления p_T перед турбиной.

Температура газа перед турбиной при $\varphi_\Pi = 1$, К

$$T_T = T_P = \frac{1}{m} \cdot T_b \cdot \left[1 + \frac{p_p}{p_b} \cdot (m-1) \right],$$

где T_P — температура газа в выпускном патрубке; $m = 1,3 \div 1,5$ — показатель политропы расширения в процессе выпуска; $T_b = 1000 \div 1200$ К — температура в конце процесса расширения; $p_b = 0,2 \div 0,5$ МПа — значения давления в конце процесса расширения;

Необходимо иметь в виду, что температура газа перед турбиной при длительной работе двигателя не должно превышать значений приведенных в таблице 1.

Противодавление за турбиной $p_2 = (1,02 \div 1,05) \cdot p_0$ МПа.

Показатель изоэнтропы k_Γ выпускных газов рассчитывают по температуре газа, составу топлива и коэффициенту избытка воздуха. Для четырехтактных двигателей $k_\Gamma = 1,33 \div 1,35$.

Молекулярная масса газа перед турбиной находится с учетом параметров, определенных в тепловом расчете дизеля, кг/кмоль

$$\mu_\Gamma = \mu_B \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \varphi_\Pi \cdot l_0}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_\Pi \cdot l_0};$$

где $\mu_0 = 1,037$ — коэффициент молекулярного изменения свежей смеси; $\mu_B = 28,96$ кг/кмоль — масса 1 кмоль воздуха.

Газовая постоянная выпускных газов Дж/(кг К)

$$R_\Gamma = R / \mu_\Gamma;$$

где $R = 8315$ Дж/кмоль град — универсальная газовая постоянная.

В соответствии с определенным ранее типом турбокомпрессора, принимаем для расчета изобарную радиальную турбину с к.п.д. η_T равным принимают из таблицы 1.

Давление газа перед турбиной, МПа

$$p_T = \frac{p_2}{\left(1 - \frac{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \cdot L_{a\partial_\kappa} \cdot G_B}{\eta_T \cdot \eta_{a\partial_\kappa} \cdot R_\Gamma \cdot T_T \cdot G_\Gamma} \right)^{k_\Gamma / (k_\Gamma - 1)}}$$

Для четырехтактных двигателей $p_k / p_T = 1,1 \div 1,2$.

Расчет направляющего аппарата (сопла).

Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине, Дж/кг

$$L_{q\partial,T} = L_{q\partial,K} \cdot G_B / (\eta_T \cdot \eta_{q\partial,K} \cdot G_\Gamma)$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате, Дж/кг

$$L_c = (1 - \rho_T) \cdot L_{adT}$$

где $\rho_T = 0,45 \div 0,55$ — степень реактивности.

Абсолютная скорость газа перед рабочим колесом, м/с

$$c_1 = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot L_c},$$

где $\varphi_c = 0,92 \div 0,96$ — коэффициент скорости.

Температура газа за направляющим аппаратом, К

$$T_1 = T_{\tau} - \frac{c_1^2}{2 \cdot k_{\tau} \cdot R_{\tau} / (k_{\tau} - 1)}.$$

Число Macha

$$M_1 = \frac{c_1}{\sqrt{k_F \cdot R_F \cdot T_1}}$$

Если $M_1 < 1$, то поток газа – дозвуковой и сопло турбины должно быть конфузорного типа (суживающееся).

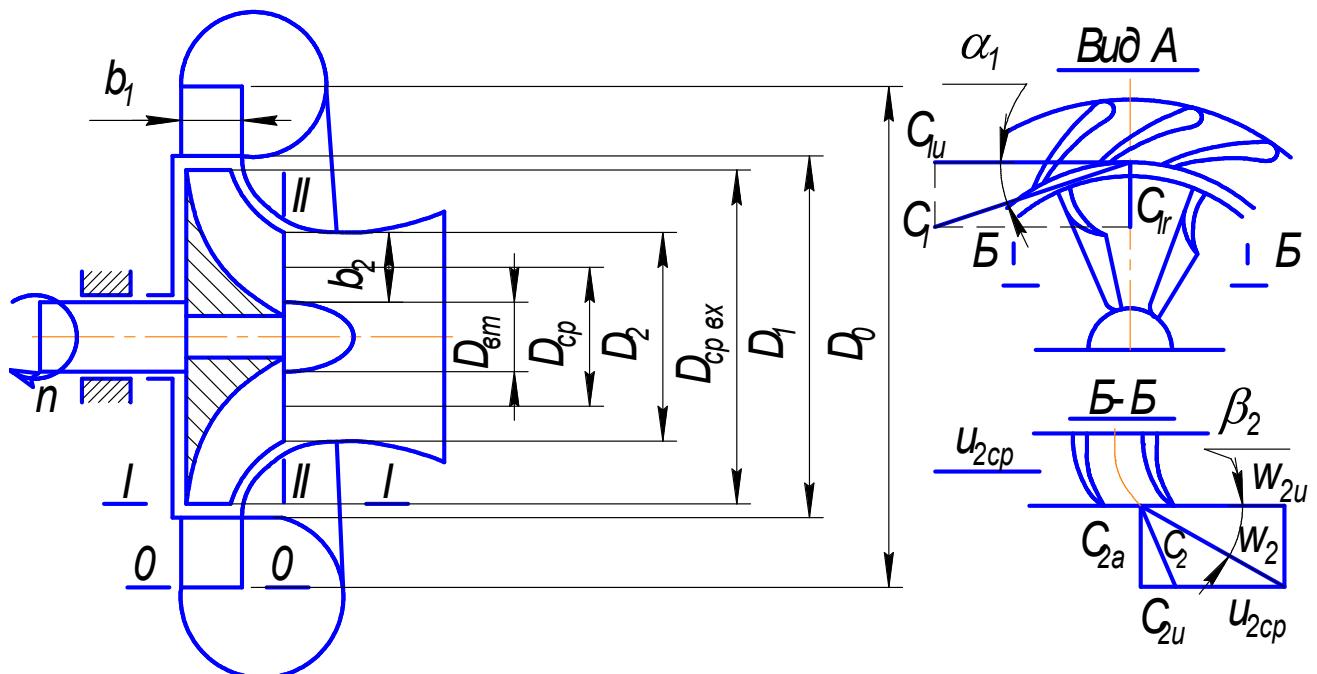


Рисунок 4. Схема проточной части радиальной турбины

Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости газа перед рабочим колесом (см. рисунок 4), м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1;$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

где $\alpha_1 = 12 \div 27^\circ$ — угол выхода потока из направляющего аппарата.

Угол входа потока на лопатки рабочего колеса

$$\beta_1 = 90^\circ + \arctg \cdot \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}},$$

где u_1 — окружная скорость на наружном диаметре колеса.

С целью повышения к. п. д. турбины принимают $u_1 > c_{1u}$ приближенно на $9 \div 10 \%$.

Условная адиабатическая скорость истечения газа, м/с

$$c_{ad} = \sqrt{2 \cdot L_{ad,T}}.$$

Параметр быстроходности турбины

$$x = u_1 / c_{ad},$$

лежит в диапазоне $0,65 \div 0,70$.

Относительная скорость потока перед колесом, м/с

$$\omega_1 = c_{1r} / \sin \beta_1.$$

Наружный диаметр рабочего колеса, мм

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / (\pi \cdot n_T).$$

Необходимо иметь в виду, что $n_T = n_\kappa$.

Потери энергии в направляющем аппарате, Дж/кг

$$\Delta L_c = \left(\frac{1}{\phi_c^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

Входной диаметр направляющего аппарата определяется величиной D_0 / D_1 , которая в выполненных конструкциях турбины изменяется в пределах $1,3 \div 1,5$, мм

$$D_0 = D_1 \cdot (D_0 / D_1).$$

Показатель политропы расширения в направляющем аппарате

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} + \frac{\Delta L_c}{R_\Gamma \cdot (T_T - T_1)}.$$

Давление газа на выходе из направляющего аппарата, МПа

$$p_1 = p_T \cdot \left(\frac{T_1}{T_T} \right)^{n_c / (n_c - 1)}.$$

Плотность газового потока, кг/м³

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_\Gamma \cdot T_1)$$

Ширина лопаток направляющего аппарата, мм

$$b'_1 = \frac{G_\Gamma}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}.$$

Расчет рабочего колеса. Адиабатическая работа расширения газа в колесе турбины, Дж/кг

$$L_{p,k} = \rho_T \cdot L_{ad,T}.$$

Данные расчета конструктивных параметров рабочего колеса запишем в таблицу 2.

Относительная скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с

$$\omega_2 = \psi \cdot \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot L_{p,k} - u_1^2 \cdot \left(1 - \frac{D_{2cp}^2}{D_{2cp}^2} \right)},$$

где $\psi = 0,80 \div 0,85$ — коэффициент скорости, учитывающий потери в рабочем колесе турбины;

$\overline{D}_{2cp} = D_{2cp} / D_1$ — относительный среднеквадратичный диаметр колеса на выходе.

Окружная скорость на диаметре D_{2cp} , м/с

$$u_{2cp} = \pi \cdot D_{2cp} \cdot n_T / 60.$$

Считая выход потока газа осевым ($c_2 = c_{2a}$), из треугольника скоростей (см. рисунок 4) находим величину абсолютной скорости на выходе из колеса, м/с

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 - u_{2cp}^2} .$$

Температура газа на выходе из колеса, К

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_r \cdot R_r / (k_r - 1)} \cdot \left[(1 - \alpha_f) \cdot u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right],$$

где $\alpha_f = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент дисковых потерь.

Адиабатический к. п. д. турбины без учета потерь с выходной скоростью

$$\eta'_{ad,T} = \frac{T_T - T_2}{T_T \cdot [1 - (p_2 / p_T)^{(k_r-1)/k_U}]} .$$

Адиабатический к. п. д. турбины с учетом потерь с выходной скоростью

$$\eta_{ad,T} = \eta'_{ad,T} - \frac{c_2^2}{2 \cdot L_{ad,T}}$$

Общий к. п. д. турбины

$$\eta_T = \eta_{ad,T} \cdot \eta_{TK,mex} ,$$

где $\eta_{TK,mex} = 0,92 \div 0,96$ — механический к. п. д. турбокомпрессора.

Расчетное значение величины η_T не должно отличаться более чем на 2 \div 4 %. В противном случае требуется повторить расчет, изменив газодинамические и конструктивные параметры турбины.

К. п. д. турбокомпрессора

$$\eta_{TK} = \eta_T \cdot \eta_{ad,k} .$$

Мощность, развиваемая турбиной, кВт

$$N_T = \frac{L_{ad,T} \cdot G_r}{1000} \cdot \eta_T \text{ должна соответствовать мощности } N_k \text{, потребляемой компрессором } (N_T = N_k) .$$

Основные параметры и размеры	Типоразмеры									
	TKP-7	TKP-8,5	TKP-11	TKP-14	TKP-18	TKP-23				
Номинальный базовый диаметр колеса компрессора, мм Степень повышения давления	70	85	110	140	180	230				
	1,3-1,9		1,3-2,5		1,3-3,5					
Температура газов перед турбиной при длительной работе, °C не более	650									
Максимальная температура газов перед турбиной, допускается в течении 1 ч, °C не более	700									
К.п.д. компрессора на заданном режиме, не менее: с лопастным диффузором с безлопастным диффузором К.п.д. турбины, не менее	Применение лопаточного диффузора не рекомендуется			0,75	0,76	0,78				
	0,66	0,68	0,70	0,72	0,72	0,74				
	0,70	0,72	0,74	0,74	0,76	0,76				

Таблица 2

Параметры	Значение, м
Внутренний диаметр при $D_2 / D_1 = 0,70 \div 0,82$	$D_2 = D_1 \cdot (D_2 / D_1)$
Втулочный диаметр при $D_{BT} / D_1 = 0,2 \div 0,3$	$D_{BT} = D_1 \cdot (D_{BT} / D_1)$
Среднеквадратичный диаметр колеса на выходе	$D_{2cp} = \sqrt{(D_2^2 + D_{BT}^2)/2}$
Ширина лопаток колеса на входе	$b_1 = b'_1$
Ширина колеса при $B / D_1 = 0,30 \div 0,35$	$B = D_1 \cdot (B / D_1)$

1.3.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета турбины

1.4 Практическое занятие №4 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов топливной системы дизеля»

1.4.1 Задание для работы:

1. Рассчитать элементы топливной системы дизеля

1.4.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Топливный насос высокого давления

Топливный насос высокого давления является основным конструктивным элементом системы питания дизелей.

По результатом теплового расчета дизеля определяем диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления.

Цикловая подача, $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_u = \frac{G_T \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T},$$

где τ - тактность двигателя; i - число цилиндров; плотность топлива $\rho_T = 0,842 \text{ г/cm}^3$

Теоретическая подача секции топливного насоса $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_T = V_u / \eta_u,$$

где $\eta_u = 0,70 \div 0,90$ - коэффициент подачи насоса.

Полная производительность топливного насоса, $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_u = (2,5 \div 3,2) \cdot V_T.$$

Диаметр плунжера, мм

$$d_{nl} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_u}{\pi \cdot S_{nl} / d_{nl}}},$$

где отношение S_{nl} / d_{nl} изменяется в пределах $1,0 \div 1,7$.

Диаметр плунжера должен быть не менее 6 мм.

Полный ход плунжера, мм

$$S_{nl} = d_{nl} \cdot S_{nl} / d_{nl}$$

Основные конструктивные параметры топливных насосов высокого давления должны находиться в соответствии с ГОСТ 10578-74.

Диаметр плунжера d_{n_l} , мм ... 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 11; 12.

Ход плунжера S_{n_l} , мм ... 7; 8; 9; 10; 12; 16; 20.

Активный ход плунжера, мм

$$S_{akt} = 4 \cdot V_T / (\pi \cdot d_{n_l}^2).$$

2. Расчет форсунки

По результатом теплового расчета дизеля и топливного насоса высокого давления определяем диаметр сопловых отверстий форсунки.

Время истечения топлива, с

$$\Delta t = \Delta\varphi / (6 \cdot n)$$

где $\Delta\varphi = 15 \div 25^\circ$ - угол поворота коленчатого вала, град.

Среднее давление газа в цилиндре в период впрыска, МПа

$$p_u = (p_c'' + p_z) / 2$$

где $p_c'' = (1,15 \div 1,25) \cdot p_c$, здесь $p_c = 5,5 \div 9,0$ - давление в конце сжатия.

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия, м/с

$$\omega_\phi = \sqrt{\frac{2}{\rho_T \cdot 10^3} \cdot (p_\phi - p_u) \cdot 10^6},$$

где p_ϕ - среднее давление впрыска топлива, $p_\phi = 15 \div 40$ МПа,

Величина средней скорости истечения топлива лежит в пределе $150 \div 300$ м/с.

Суммарная площадь сопловых отверстий, мм^2

$$f_c = \frac{V_u}{\mu_\phi \cdot \omega_\phi \cdot \Delta t \cdot 10^3},$$

где $\mu_\phi = 0,65 \div 0,85$ - коэффициент расхода топлива.

Диаметр соплового отверстия, мм

$$d_c = \sqrt{4 \cdot f_c / (\pi \cdot m)},$$

где m - число сопловых отверстий.

Марка двигателя	Марка форсунки	Число отверстий m	Диаметр сопла d_c , мм
Д-20	ФШ1×14	1	3,6
СМД-14	ФШ2×25	1	2,0
КДМ-46	КДМ	1	0,645
ЯМЗ-240	ЯЗТА	4	0,32
Д-12А	-	6	0,25

1.4.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета элементов топливной системы дизеля

1.5 Практическое занятие №5 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения»

1.5.1 Задание для работы:

1. Рассчитать элементы системы смазки

2. Рассчитать элементы системы охлаждения

1.5.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Основные размеры шестерен масляного насоса

Количество тепла, отводимого маслом от двигателя, кДж/с

$$Q_m = 0,026 \cdot Q_0,$$

где $Q_0 = H_u \cdot G_T / 3,6 \cdot 10^3$ – общее количество теплоты, введенный в двигатель с топливом, кДж/с;

$H_u = 42,44$ – низшая теплота сгорания топливо, МДж/кг топл.; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Циркуляционный расход масла, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_u = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m},$$

где $c_m = 2,094$ – теплоемкость масла, кДж/(кг К); $\rho_m = 900$ – плотность масла, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\Delta T_m = 10 \div 15$ – температура нагрева масла в двигателе, К.

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V' = 2 \cdot V_u$$

Расчетная производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_p = V' / \eta_n,$$

где $\eta_n = 0,6 \div 0,8$ – объемный коэффициент подачи.

Диаметр начальной окружности шестерни

$$D_0 = z \cdot m,$$

где $z = 6 \div 12$ – число зубьев шестерни; $m = 3 \div 6$ – модуль зацепления, мм; $h = 2 \cdot m$ – высота зуба, мм.

Диаметр внешней окружности шестерни, м

$$D = m \cdot (z + 2).$$

Частота вращения шестерни (насоса), об/мин

$$n_n = u_n \cdot 60 / (\pi \cdot D),$$

где $u_n = 8 \div 10$ – окружная скорость на внешнем диаметре шестерни, м/с.

Длина зуба шестерни, м

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса

$$N_n = V_p \cdot p / (\eta_{m,n} \cdot 10^{-3}),$$

где $p = 0,3 \div 0,7$ – рабочее давление масла в системе, МПа; $\eta_{m,n} = 0,85 \div 0,90$ – механический к.п.д. масляного насоса.

2. Расчет центрифуги.

Произвести расчет двухсопловой неполнопоточной центрифуги с гидрореактивным приводом для дизеля.

Производительность центрифуги, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{p,u} = 0,2 \cdot V_u,$$

где V_u – циркуляционный расход масла в системе,

Площадь отверстия сопла, м^2

$$F_c = \pi \cdot d_c^2 / 4,$$

где $d_c = 2$ – диаметр сопла центрифуги, мм.

Частота вращения ротора центрифуги в минуту

$$n = \frac{\frac{\rho_m \cdot V_{p,u}^2 \cdot R}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - a}{b + \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p,u} \cdot R^2}{30}},$$

где $\varepsilon = 0,9 \div 1,1$ – коэффициент сжатия струи масла; R – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора (таблица $D/2$) м; $a = (5 \div 20) \cdot 10^{-4}$ – момент сопротивления в начале вращения ротора, Н м; $b = (0,03 \div 0,10) \cdot 10^{-4}$ (Н м)/(об/мин).

Качественная очистка масла достигается при $n = 4500 \div 6500$ об/мин.

Давление масла перед центрифугой

$$p_1 = \rho_m \cdot \left[\frac{V_{p,u}^2 - 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (R^2 - r_0^2) \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \psi)} \right],$$

где r_0 – радиус оси ротора, (таблица) м; $\alpha = 0,78 \div 0,86$ – коэффициент расхода масла через сопло; $\psi = 0,1 \div 0,2$ – коэффициент гидравлических потерь.

Мощность, затрачиваемая на привод центрифуги

$$N_u = \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p,u} \cdot R \cdot n}{30 \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{V_{p,u}}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \right).$$

3. Расчет масленого радиатора.

Определение поверхности охлаждения жидкостно-масленого радиатора.

Коэффициент теплопередаче от масла к охлаждающей жидкости

$$K_m = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{men} + 1/\alpha_2},$$

где $\alpha_1 = 800 \div 1400$ – коэффициент теплоотдачи от масла к стенке радиатора, Вт/(м² К); $\delta = 0,0002$ – толщина стенки радиатора, м; $\alpha_2 = 2300 \div 4100$ – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охлаждающей жидкости, Вт/(м² К); λ_{men} – коэффициент теплопроводности, Вт/(м К)

Для латуни и алюминиевых сплавов.....80-125

Для нержавеющей стали.....10-20

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая охлаждающей жидкостью, м²

$$F_m = \frac{Q_m}{K_m \cdot (T_{m,cr} - T_{vod,cr})},$$

где Q_m – количества тепла, отводимого маслом от двигателя, Дж/с; $T_{m,cr} = 348 \div 363$ – средняя температура масла в радиаторе, К; $T_{vod,cr} = 343 \div 358$ – средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе, К.

Наименование	Марка двигателя			
	ЗИЛ-130	Д-20	СМД-14	ЯМЗ-240
Производительность $V_{p,u}$, дм ³ /с	0,125	0,117	0,13	0,167
Частота вращения n , об/мин	5000	6000	6000	6000
Диаметр ротора d_p , мм.	105	110	110	115
Диаметр оси d_0 , мм	15,25	16,8	16,8	16,0
Расстояние между соплами D , мм	56	70	76	80

Расчет водяного насоса

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения, м³/с

$$G_{жc} = \frac{Q_B}{c_{жc} \cdot \rho_{жc} \cdot \Delta T_{жc}},$$

где $c_{ж} = 4187$ Дж/(кг К) – средняя теплоемкость охлаждающей жидкости; $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³ – средняя плотность охлаждающей жидкости; $\Delta T_{ж} = 6 \div 12$ К – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе; $Q_B = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha)$ - теплота, передаваемая охлаждающей среде, здесь C - коэффициент пропорциональности (для четырехтактного двигателя $C = 0,45 \div 0,53$); i - число цилиндров; D - диаметр цилиндра см; m - показатель степени (для четырехтактного двигателя $m = 0,6 \div 0,7$); n - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; α - коэффициент избытка воздуха;

Расчетная производительность насоса, м³/с

$$G_{ж.p} = G_{ж} / \eta,$$

где $\eta = 0,8 \div 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки, м

$$r_1 = \sqrt{G_{ж.p} / (\pi \cdot c_1) + r_0^2},$$

где $c_1 = 1 \div 2$ – скорость охлаждающей жидкости на выходе, м/с; $r_0 = 0,01 \div 0,02$ – радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока охлаждающей жидкости на выходе из колеса, м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{p_{ж} / (\rho_{ж} \cdot \eta_h)},$$

где α_2 и β_2 – углы между направлениями скорости c_2 , u_2 и ω^2 (рисунок 1), $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$, $\beta_2 = 12 \div 50^\circ$; $p_{ж} = (5 \div 15) \cdot 10^4$ – напор, создаваемый насосом, Па; $\eta_h = 0,6 \div 0,7$ – гидравлический к.п.д.

Радиус крыльчатки колеса на выходе, м

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / (\pi \cdot n_{B.H}),$$

где $n_{B.H}$ – частота вращения крыльчатки в минуту, величина $n_{B.H}$ принимается примерно на 20% меньше номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя.

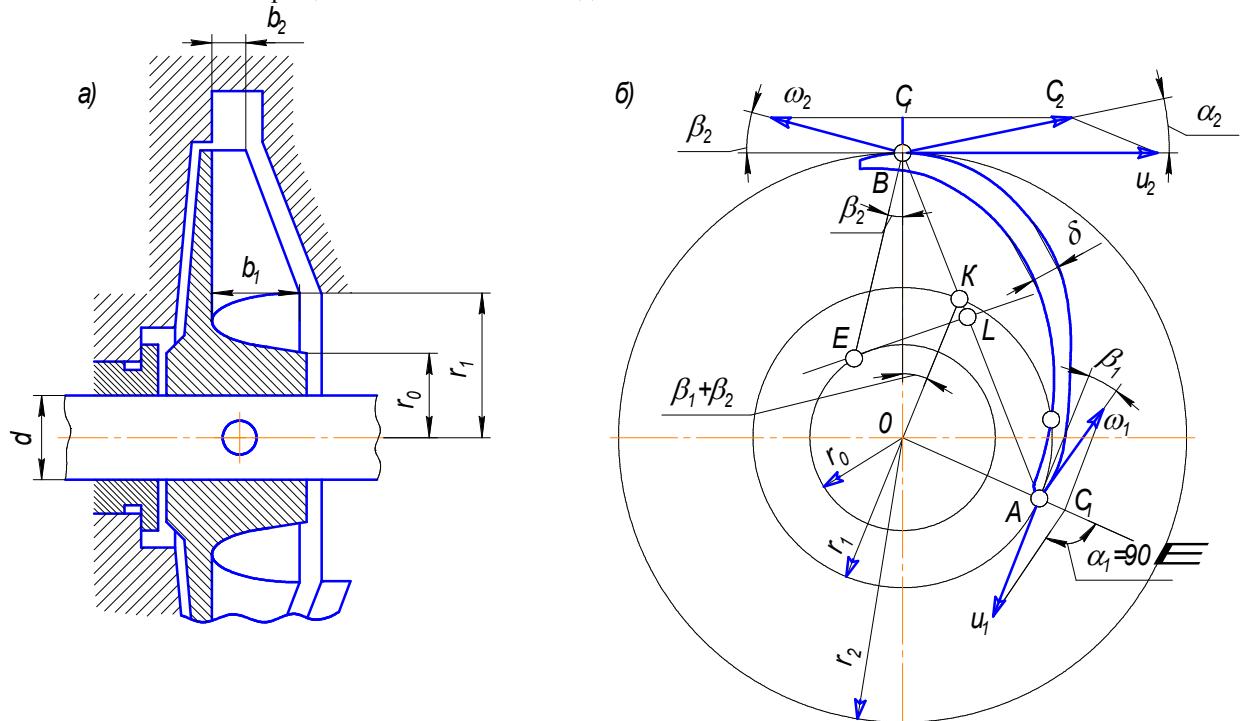


Рисунок 1. Схема построения профиля лопатки водяного насоса

Окружная скорость входа потока, м/с

$$u_1 = u_2 \cdot r_1 / r_2$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 / u_1 \Rightarrow \beta_1$$

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (рис 1 а), м

$$b_1 = \frac{G_{жc,p}}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_1 / \sin \beta_1) \cdot c_1},$$

$$b_2 = \frac{G_{жc,p}}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \delta_2 / \sin \beta_2) \cdot c_r}$$

где $z = 3 \div 8$ – число лопаток на крыльчатке; $\delta_1 = \delta_2 = 0,003 \div 0,005$ толщина лопатки у входа и выхода, м; c_r – радиальная скорость потока на выходе из колеса, м/с

$$c_r = \frac{p_{жc} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{жc} \cdot \eta_h \cdot u_2}.$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток водяного насоса изменяется в пределах $b_1 = 0,010 \div 0,035$ м, а на выходе $b_2 = 0,004 \div 0,025$ м.

Мощность, потребляемая водяным насосом, кВт

$$N_{B,H} = \frac{G_{жc,p} \cdot p_{жc}}{1000 \cdot \eta_m},$$

где $\eta_m = 0,7 \div 0,9$ – механический к.п.д. водяного насоса.

Величина $N_{B,H}$ составляет $0,5 \div 1,0\%$ от номинальной мощности двигателя.

Расчет поверхности охлаждения водяного радиатора

Количество воздуха, проходящего через радиатор

$$G'_{возд} = Q_{возд} / (c_{возд} \cdot \Delta T_{возд}),$$

где $Q_{возд} = Q_B$ – количество тепла, отводимого от двигателя и передаваемого от охлаждающей жидкости к охлаждающему воздуху, Дж/с; $c_{возд} = 1000$ Дж/(кг К) – средняя теплоемкость воздуха; $\Delta T_{возд} = 20 \div 30$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход охлаждающей жидкости, проходящий через радиатор

$$G'_{жc} = G_{жc} \cdot \rho_{жc},$$

где $G_{жc}$ – объемный расход охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор.

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор

$$T_{cp.возд} = \frac{T_{возд.вх} + (T_{возд.вх} - \Delta T_{возд})}{2},$$

где $T_{возд.вх} = 313$ – расчетная температура воздуха перед радиатором, К.

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{cp.возд} = 323 \div 328$ К.

Средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе

$$T_{cp.жc} = \frac{T_{жc.вх} + (T_{жc.вх} - \Delta T_{жc})}{2},$$

где $T_{жc.вх} = 353 \div 368$ – температурный режим системы жидкостного охлаждения, К;

$\Delta T_{жc} = 6 \div 12$ – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе, К.

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{cp.жc} = 358 \div 365$ К.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_B}{K \cdot (T_{cp.жc} - T_{cp.возд})},$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К)

Для легковых автомобилей 140-180

Для грузовых автомобилей и тракторов 80-100.

3. Расчет вентилятора.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

$$\rho_{возд} = p_0 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_{cp.возд}),$$

где R_B - удельная газовая постоянная воздуха, Дж/(кг К); $R_B = 287$ Дж/(кг К).

Производительность вентилятора

$$G_{возд} = G'_{возд} / \rho_{возд}$$

где $G'_{возд}$ – количество воздуха, проходящего через радиатор

Фронтальная поверхность радиатора

$$F_{фр.рад} = G_{возд} / \omega_{возд},$$

где $\omega_{возд} = 6 \div 24$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, без учета скорости движения автомобиля или трактора, м/с.

Соответственно диаметр, м и окружная скорость вентилятора, м/с

$$D_{вент} = 2 \cdot \sqrt{F_{фр.рад} / \pi};$$

$$u = \psi_{\lambda} \cdot \sqrt{\Delta p_{mp} / \rho_{возд}},$$

где $\Delta p_{mp} = 600 \div 1000$ – сопротивление воздушного тракта; ψ_{λ} – коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{\lambda} = 2,8 \div 3,5$, для криволинейных $\psi_{\lambda} = 2,2 \div 2,9$).

Частота вращения вентилятора с раздельным приводом

$$n_{вент} = 60 \cdot u / (\pi \cdot D_{вент})$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора

$$N_{вент} = G_{возд} \cdot \Delta p_{mp} / (1000 \cdot \eta_B)$$

где η_B – к.п.д. вентилятора (для осевых клепаных вентиляторов $\eta_B = 0,32 \div 0,40$, а для литых $\eta_B = 0,55 \div 0,65$).

1.5.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета элементов системы смазки и системы охлаждения

1.6 Практическое занятие №6 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов сцепления и коробки передач»

1.6.1 Задание для работы:

1. Рассчитать элементы сцепления
2. Рассчитать элементы коробки передач

1.6.2 Краткое описание проводимого занятия:

РАСЧЕТ НАЖИМНОГО УСИЛИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Расчетный момент сцепления

$$M_{\phi} = M_{ен} \beta$$

$M_{ен}$ - номинальный крутящий момент двигателя

$$M_{ен} := 324.0 \text{ Нм}$$

β - коэффициент запаса сцепления

$\beta = 1,5 \dots 2,5$ для транспортных тракторов

$\beta = 2,5 \dots 3,5$ для тракторов с/х назначения

$$M_{\phi} := M_{ен} \cdot \beta$$

M_{ϕ} Фрикционный момент муфты сцепления Нм

Момент передаваемый сцеплением определяется

$$M_{\phi} = K_{тр} P_{пр} R_{ср} i$$

K_{tr} - коэффициент трения

$K_{tr} = 0,28 \dots 0,62$ - для материала накладок

P_{pr} - усилие нажимных пружин

i - число пар трения

$i = 2$ - однодисковое сцепление

$i = 4$ - двухдисковое сцепление

R_{cp} - средний радиус ведомого диска

$$R_{cp} = \frac{D^3 - d^3}{3(d^2 - D^2)} \times 10^{-3}$$

D - наружный диаметр фрикционных накладок

d - внутренний диаметр фрикционных накладок

Наружный диаметр фрикционного кольца можно определить

$$D_h = 10 \sqrt{\frac{10M_{e\max}}{A_{\phi\delta}}}$$

$M_{e\max}$ - максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{e\max} := 385.6 \text{ H}_M$$

$A_{\phi\delta} = 1,9$ - колесные тягачи

$A_{\phi\delta} = 2,5$ - трактора с/х назначения

Окружная скорость ведомого диска при максимальной частоте вращения

$$V_{\phi\delta} = \frac{\omega_{\max} D_h}{2}$$

- дизель

$$\omega_{\max} = \omega_h + 15$$

- двигатель с искровым зажиганием

$$\omega_{\max} = 1.2 \omega_h$$

Ω_H - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_h := \frac{\pi \cdot n_h}{30}$$

Тип двигателя - дизель $T_d = 0$

- двигатель с искровым зажиганием $T_d = 1$

$$V_{\phi\delta} := \frac{\omega_{\max} \cdot D_h}{2}$$

Должно соблюдаться условие $V_{\phi\delta} < 65 \dots 70 \text{ м/с}$

Принимаем наружный диаметр фрикционных накладок по прототипу

Внутренний диаметр фрикционных накладок находится в пределах

$$d_{BH} = 110 \dots 220 \text{ мм}$$

Следует иметь в виду, чем больше M_{eH} , тем больше размеры гасителя крутильных колебаний и, соответственно, должен быть больше внутренний диаметр фрикционных накладок.

Средний радиус ведомого диска

$$R_{cp} := \frac{(D_h^3 - d_{BH}^3) \cdot 10^{-3}}{3 \cdot (D_h^2 - d_{BH}^2)}$$

Усилие нажимных пружин при включенном сцеплении

$$P_{pr} := \frac{M_{\phi}}{K_{tr} \cdot R_{cp} \cdot i}$$

Расчет периферийных пружин

Усилие нажимных пружин при включенном сцеплении $P_{\text{пр}} \text{ Н}$

Число нажимных пружин $Z_{\text{пр}} = 9 \dots 16$ должно быть кратным числу отжимных рычагов.

Усилие одной пружины при включенном сцеплении не должно превышать **800 Н.**

$$P_{\text{пр1}} := \frac{P_{\text{пр}}}{Z_{\text{пр}}}$$

Жесткость пружины определяется параметрами пружины

$$c_{\text{пр}} = \frac{G d_{\text{п}}^4}{8 n_{\text{пр}} D_{\text{в}}^3}$$

G - модуль сдвига, $G := 8.5 \cdot 10^4$ МПа

$d_{\text{п}}$ - диаметр проволоки $d_{\text{п}} = 3,0 \dots 4,5$ мм

$n_{\text{пр}}$ - число рабочих витков $n_{\text{пр}} = 7 \dots 9$

Полное число витков

$$n_{\text{пв}} := n_{\text{пр}} + 1.5$$

$D_{\text{в}}$ - средний диаметр витка $D_{\text{в}} \text{ср} = 24 \dots 32$

Жесткость пружины

$$c_{\text{пр}} := \frac{G \cdot d_{\text{п}}^4}{8 \cdot n_{\text{пр}} \cdot D_{\text{в}}^3}$$

Деформация пружины при включенном сцеплении

$$\Delta l_1 := \frac{P_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр}}}$$

Число пар трения i

Величина отвода нажимного диска $S_{\text{нд}} := 0.7 \cdot i$

Деформация пружины при выключенном сцеплении $\Delta l_2 := \Delta l_1 + S_{\text{нд}}$

Усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении

$$P_{\text{прmax}} := Z_{\text{пр}} \cdot c_{\text{пр}} \cdot \Delta l_2$$

Напряжение среза проволоки

$$\tau_{\text{пр}} := \frac{8 \cdot P_{\text{прmax}} \cdot D_{\text{в}}}{\pi \cdot d_{\text{п}}^3 \cdot Z_{\text{пр}}}$$

Допускаемое напряжение $[\tau] = 700 \dots 900$ МПа

значения – транспортным тракторам.

Проверка фрикционных накладок по давлению

Основным расчетным параметром фрикционных дисков является давление, как отношение нажимного усилия к площади поверхности трения.

Нажимное усилие при включенном сцеплении $P_{\text{пр}} \text{ Н}$

Наружный диаметр фрикционных накладок $D_{\text{н}} \text{ ММ}$

Внутренний диаметр фрикционных накладок $d_{\text{вн}} : \text{ММ}$

Давление на фрикционные накладки

$$p_0 := \frac{4 \cdot P_{\text{пр}}}{\pi \cdot (D_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2)}$$

В существующих конструкциях $[p_0] = 0,15 \dots 0,25$ МПа.

Меньшие значения давления соответствуют с/х тракторам, большие

Расчет пружин гасителя крутильных колебаний

Зададимся некоторыми параметрами пружин из конструктивных соображений.

Число пружин $Z_{\text{прг}} = 6$ или 8 редко больше.

Диаметр проволоки $d_{\text{прг}} = 4,0 \dots 6,0$ мм

Средний диаметр витка $D_{\text{српрг}} = 16 \dots 22$ мм

Полное число витков $n_{\text{пг}} = 5 \dots 8$

Жесткость пружины $c_{\text{прг}} = 100 \dots 300 \text{ Н/мм}$

Максимальное усилие, сжимающее одну пружину

$$P_{n_{\text{пг}}=1} = \frac{K_{\text{ен}} M_{\phi}}{Z_{n_{\text{пг}}} r_{n_{\text{пг}}}}$$

Расчетный фрикционный момент сцепления

Коэффициент возможной перегрузки $K_{\text{ВП}} = 1,2 \dots 1,3$

Радиус приложения усилия к пружине (расстояние от оси вращения до продольной оси пружины) ориентировочно можно определить.

$$r_{n_{\text{пг}}} = d_{\text{ен}} - \frac{D_{c_{\text{прг}}}}{2} - \Delta r$$

Внутренний диаметр фрикционной накладки $d_{\text{ВН}}$ мм

Расстояние по радиусу от внутреннего диаметра фрикционной накладки до наружного диаметра пружины, $\Delta r = 5 \dots 10$ мм

$$r_{\text{прг}} := \left(\frac{d_{\text{ВН}}}{2} - \frac{D_{c_{\text{прг}}}}{2} - \Delta r \right) \cdot 10^{-3}$$

$$P_{\text{прг}} := \frac{1.25 \cdot M_{\phi}}{r_{\text{прг}} \cdot Z_{\text{прг}}}$$

Касательные наряжения в пружине рассчитывают с учетом кривизны витка. Обозначим отношение

$$c_{\Gamma} := \frac{D_{c_{\text{прг}}}}{d_{\text{прг}}}$$
$$3,95 < c_{\Gamma} < 4,55$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витка

$$K_{\text{КВ}} := \frac{4 \cdot c_{\Gamma} - 1}{4 \cdot c_{\Gamma} - 4} + \frac{0,615}{c_{\Gamma}}$$

Касательные напряжения

$$\tau := \frac{8 \cdot P_{\text{прг}} \cdot D_{c_{\text{прг}}} \cdot K_{\text{КВ}}}{\pi \cdot d_{\text{прг}}^3}$$

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

Расчет ступицы ведомого диска

Расчетный фрикционный момент сцепления M_{ϕ} Нм

Определим диаметр вала по впадинам шлицев

$$d_{1_{\text{КП}}} := 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\phi}}{9,807}}$$

Выбираем шлицы по справочнику пример: 50x46x8x9

Наружный диаметр шлицев $D_{1_{\text{КП}}}$ м

Внутренний диаметр шлицев $d_{1_{\text{КП}}}$ м

Число шлицев $Z_{\text{ШЛ}}$:

Ширина шлица $b_{\text{ШЛ}}$ м

$r_{\text{сршл}} := 0,25 \cdot (D_{1_{\text{КП}}} + d_{1_{\text{КП}}})$ Средний радиус шлицев

Длина шлицев $l_{\text{ШЛ}1_{\text{КП}}}$: м

Коэффициент точности прилегания $\alpha_{\text{ШЛ}}$

Усилие смятия шлицев

$$P_{шл1кп} := \frac{M_{\phi}}{r_{сршл}}$$

Площадь смятия шлицев $F_{шл1кп} := 0.5 \cdot (D_{1кп} - d_{1кп}) l_{шл1кп} \cdot Z_{шл}$

Напряжение смятия шлицев $\sigma_{см1кп} := \frac{P_{шл1кп}}{F_{шл1кп} \cdot \alpha_{шл} \cdot 10^6}$

Допустимое напряжение $[\sigma_{см}] = 150 \dots 300 \text{ МПа}$

Напряжение среза шлицев $\tau_{1кп} := \frac{P_{шл1кп}}{Z_{шл} \cdot l_{шл1кп} \cdot b_{шл} \cdot \alpha_{шл} \cdot 10^6}$

Допустимое напряжение $[\tau] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$

Расчет привода сцепления

Усилие на педали должно быть при отсутствии усилителя не более - 250 Н для транспортных тракторов

- 300 Н для тракторов с/х назначения $P_{пед} \text{ Н}$

Максимальное усилие нажимных пружин $P_{пртых} \text{ Н}$

Передаточное число привода $I_{пр} := \frac{P_{пртых}}{P_{пед}}$

Передаточное число привода слагается

$$I_{пр} = I_{пед} I_{гпр} I_{вил} I_{вр}$$

$I_{пед}$ - передаточное число педального привода $I_{пед} = 3,5 \dots 4,5$

$I_{гпр}$ - передаточное число гидропривода зависит от соотношения диаметров главного и рабочего цилиндров

$d_{гц}$ - диаметр главного цилиндра $d_{гц} := 22.0 \text{ мм}$

$d_{рц}$ - диаметр рабочего цилиндра $d_{рц} := 22.0 \text{ мм}$

$$I_{гпр} := \frac{d_{гц}}{d_{рц}}^2$$

$I_{вил}$ - передаточное число вилки выключения сцепления

$$I_{вил} = 2,5 \dots 3,5$$

$I_{вр}$ - передаточное число выжимных рычагов

$$I_{вр} = 4,0 \dots 6,0$$

$$I_{пр} := I_{пед} \cdot I_{гпр} \cdot I_{вил} \cdot I_{вр}$$

Принимаем число кратное 5

Полный ход педали сцепления

$$S_{пед} = S_{нд} I_{пр} + \Delta * I_{пед} I_{гпр} I_{вил}$$

Δ - зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником

$$\Delta = 2,5 \dots 4,0 \text{ мм}$$

$S_{нд}$ - перемещение нажимного диска $S_{нд} := 1.4 \text{ мм}$

$$S_{пед} := S_{нд} \cdot I_{пр} + \Delta \cdot I_{пед} \cdot I_{гпр} \cdot I_{вил}$$

Полный ход педали сцепления должен быть в пределах 120...190 мм.

Максимальное усилие на педали

$$P_{педмакс} := \frac{P_{пртых}}{I_{пр}}$$

Расчет рычагов выключения сцепления

Напряжения изгиба определяются выражением

$$\sigma_u = \frac{P_{\text{пртmax}} l}{I_{\text{вр}} n_{\text{вр}} W_{\text{вр}}}$$

$P_{\text{пртmax}}$ - максимальное усилие нажимных пружин

l - расстояние от точки приложения усилия выжимного подшипника до опасного сечения (места крепления или упора рычага)

$l = 80 \dots 100 \text{ мм}$

$n_{\text{вр}}$ - число выжимных рычагов $n_{\text{вр}} = 3 \dots 4$

$I_{\text{вр}}$ - передаточное число выжимных рычагов

$W_{\text{вр}}$ - момент сопротивления изгибу

Для прямоугольного сечения рычага $b_{\text{вр}} \times h_{\text{вр}}$ момент сопротивления изгибу

$b_{\text{вр}} := 0.015 \text{ м}$ $h_{\text{вр}} := 0.010 \text{ м}$

$$W_{\text{вр}} := \frac{b_{\text{вр}} \cdot h_{\text{вр}}^2}{6}$$

$$\sigma_{\text{ври}} := \frac{P_{\text{пртmax}} \cdot l}{I_{\text{вр}} \cdot n_{\text{вр}} \cdot W_{\text{вр}} \cdot 10^6}$$

$[\sigma_{\text{и}}] = 300 \text{ МПа}$ - сталь 10, сталь 15

$[\sigma_{\text{и}}] = 150 \text{ МПа}$ - ковкий чугун

Работа буксования сцепления

Работу буксования сцепления определим по эмпирической формуле

$$L_0 = \frac{0,5 J_a M_{\text{e max}} \omega_{\text{дв}}^2}{M_{\text{e max}} - M_c}$$

Максимальный крутящий момент двигателя $M_{\text{e max}} H_M$

J_a - момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$J_a = \frac{K_{\text{врм}} m_a R_3^2}{(I_o I_{k2})^2}$$

I_o - передаточное число главной передачи

Для тракторов с/х назначения расчеты ведут на первой передаче, для транспортных тракторов -на первой или второй передаче. I_{k1}

$K_{\text{врм}}$ - коэффициент вращающихся масс

$$K_{\text{врм}} := 1.04 + 0.0015 \cdot (I_o \cdot I_{k1})^2$$

m_a - полная масса трактора

R_3 - радиус качения ведущего колеса

$$J_a := \frac{K_{\text{врм}} \cdot m_a \cdot R_3^2 \cdot 1000}{(I_o \cdot I_{k1})^2}$$

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$n_H \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_H := \frac{\pi \cdot n_H}{30}$$

Работу буксования рассчитывают при частоте вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{дв}} = K_n \omega_n$,
где $K_n = 0.6 \dots 0.7$

M_c - момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$M_c = \frac{K_{\text{дор}} g m_a R_3}{I_o I_{k2} K_{\text{ПД}}_{\text{тр}}}$$

$K_{\text{дор}}$ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления, для хорошей дороги $K_{\text{дор}} = f = v$
зависимости от типа движителя

$K_{\text{ПД}}_{\text{тр}}$ - механический кпд трансмиссии

$$K_{\text{ПД}}_{\text{тр}} := 0.895$$

$$M_c := \frac{K_{\text{дор}} \cdot m_a \cdot R_3 \cdot 9.807}{I_o \cdot I_{k1} \cdot K_{\text{ПД}}_{\text{тр}}}$$

Работа буксования сцепления

$$L_6 := \frac{0.5 \cdot J_a \cdot M_{\text{емакс}} \cdot \omega_{\text{дв}}^2}{(M_{\text{емакс}} - M_c) \cdot 1000} \quad \text{Дж}$$

Суммарная площадь накладок сцепления

Наружный диаметр фрикционных накладок D_H см

Внутренний диаметр фрикционных накладок d_{BH} см

Число пар трения

$$i := 2$$

$$F_{\text{нак}} := \frac{\pi \cdot (D_H^2 - d_{BH}^2) \cdot i}{4} \quad \text{см}^2$$

Удельная работа буксования сцепления

$$L_{\text{буд}} := \frac{L_6}{F_{\text{нак}}} \quad \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$$

Допустимая удельная работа буксования

-для трактора с/х назначения $[L_{\text{буд}}] = 15 \dots 120 \text{ Дж/см}^2$

- для транспортного трактора $[L_{\text{буд}}] = 50 \dots 70 \text{ Дж/см}^2$

Нагрев нажимного диска

Повышение температуры нажимного диска за одно включение сцепления

$$\Delta T = \frac{K_{\text{ПТ}} L_6}{m_{\text{нд}} c_{\text{нд}}}$$

$K_{\text{ПТ}}$ - коэффициент перераспределения теплоты

-однодисковое сцепление $K_{\text{ПТ}} = 0,5$

- двухдисковое сцепление $K_{\text{ПТ}} = 0,25$

L_6 - работа буксования сцепления Дж

$$c_{\text{нд}} - \text{теплоемкость чугуна} \quad \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$$

Наружный диаметр фрикционных накладок D_H см

Внутренний диаметр фрикционных накладок d_{BH} мм

$$\rho_{\text{ч}} := 7.5 \frac{\text{Г}}{\text{см}^3}$$

Толщина нажимного диска $h_{\text{нд}} = 1,5 \dots 2,0 \text{ см}$

Масса нажимного диска

$$m_{\text{нд}} := \frac{\pi \cdot \left[(D_H + 10)^2 - (d_{\text{вн}} - 10)^2 \right] \cdot h_{\text{нд}} \cdot \rho_{\text{ч}}}{4 \cdot 10^3}$$

Нагрев нажимного диска

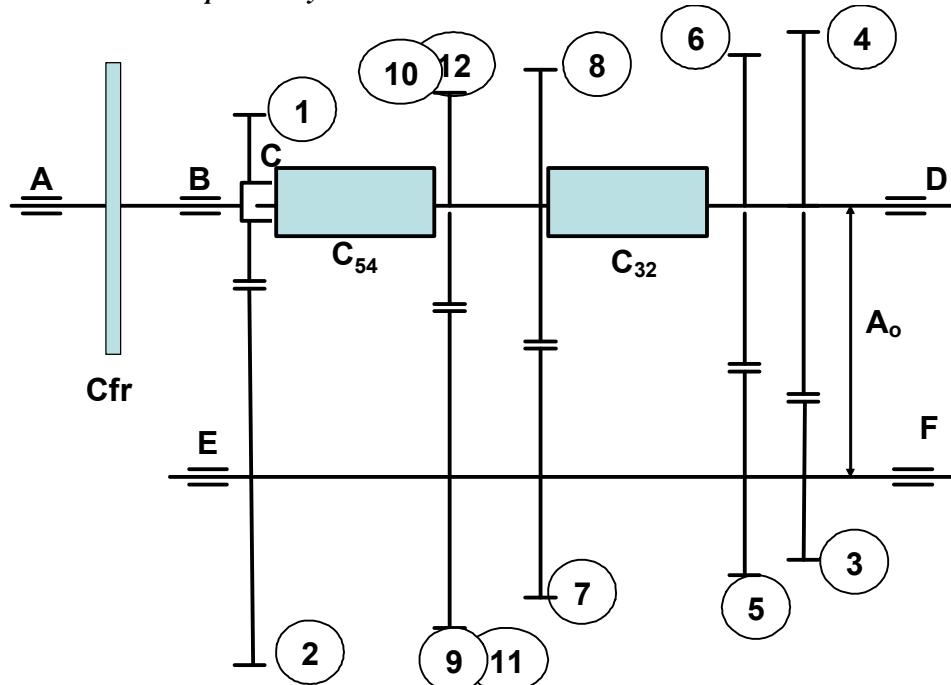
О

$$\Delta T := \frac{K_{\text{нр}} \cdot L_6}{m_{\text{нд}} \cdot c_{\text{нд}}}$$

Допустимый нагрев нажимного диска за одно включение

$$[\Delta T = 10 \dots 15^{\circ}$$

Кинематический расчет зубчатых колес 3-х вальной КП



Рекомендуемые значения нормального модуля

M_{ϕ} , Нм 100...200 201...400 401...600 601...800 801...1000
 m_n , мм 2,25...2,5 2,6...3,75 3,76...4,25 4,26...4,5 4,6...6,0

Кинематическая схема 3-х вальной коробки передач

C_{32} , C_{54} - синхронизаторы

Cfr - сцепление фрикционное

Максимальный момент, передаваемый сцеплением M_{ϕ} Нм

Все зубчатые колеса коробки передач выполним с одним нормальным модулем

m_n ММ

Рассчитаем межосевое расстояние с учетом передаваемого момента

$$A_o = a \times \sqrt[3]{M_{\phi}}$$

$a = 14,5 \dots 16,0$ - для легковых автомобилей

$a = 17,0 \dots 21,5$ - для грузовых автомобилей

$$A_o := a \cdot \sqrt[3]{M_{\phi}} \quad A_o \text{ ММ}$$

Округляем A_o ММ

Угол наклона зубьев шестерен постоянного зацепления, в градусах β в радианах

$$\beta_p := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

$$\text{Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении } Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Примем $Z_{\text{сум}}$:

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$\text{Передаточное число шестерен постоянного зацепления } I_{\text{пз}} := \sqrt{I_{k1}} \quad I_{\text{пз}} =$$

$$\text{Число зубьев пары постоянного зацепления } Z_1 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{\text{пз}} + 1}$$

Примем Z_1

$$Z_2 := Z_{\text{сум}} - Z_1$$

$$\text{Фактическое передаточное число пары постоянного зацепления } I_{\text{пз}} := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$\text{Диаметры делительных окружностей пары постоянного зацепления } d_{d1} := \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{d2} := 2 \cdot A_o - d_{d1} \text{ мм}$$

Для колес с корректированными зубьями высота головки зуба составляет $h = 0.8m_n$.

$$\text{Диаметры окружностей вершин } d_{a1} := d_{d1} + 1.6 \cdot m_n \text{ мм}$$

$$d_{a2} := d_{d2} + 1.6 \cdot m_n \text{ мм}$$

$$\text{Диаметры окружностей впадин } d_{f1} := d_{d1} - 2.5 \cdot m_n \text{ мм}$$

$$d_{f2} := d_{d2} - 2.5 \cdot m_n \text{ мм}$$

Рассчитаем число зубьев шестерен 1, 2, 3, 4 (или 5) передач.

Для прямой передачи зубчатые колеса не нужны.

Передаточные числа пары шестерен для этих передач

$$I_n = I_{kn} / I_{\text{пз}}$$

Передаточные числа коробки передач $I_{k2} : I_{k3} : I_{k4} : I_{k5}$

Передаточные числа пары шестерен:

$$\text{- первая передача } I_1 := \frac{I_{k1}}{I_{\text{пз}}}$$

$$\text{- вторая передача } I_2 := \frac{I_{k2}}{I_{\text{пз}}}$$

$$\text{- третья передача } I_3 := \frac{I_{k3}}{I_{\text{пз}}}$$

$$\text{- четвертая передача } I_4 := \frac{I_{k4}}{I_{\text{пз}}} \quad \text{Принимаем } I_4$$

$$\text{- пятая передача } I_5 := \frac{I_{k5}}{I_{\text{пз}}} \quad \text{Принимаем } I_5 :$$

$$\text{Числа зубьев шестерен } Z_3 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_1 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_3 :$$

$$Z_4 := Z_{\text{сум}} - Z_3 \quad Z_5 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_2 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_5$$

$$Z_6 := Z_{\text{сум}} - Z_5 \quad \text{Принимаем } Z_6$$

$$Z_7 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_3 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_7$$

$$Z_8 := Z_{\text{сум}} - Z_7 \quad Z_9 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_4 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_9$$

$$Z_{10} := Z_{\text{сум}} - Z_9 \quad \text{Принимаем } Z_{10} \quad Z_{11} := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_5 + 1} \quad Z_{11}$$

$$\text{Принимаем } Z_{12} := Z_{\text{сум}} - Z_{11}$$

$$\text{Принимаем } Z_{12} :$$

Определим размеры шестерен

Первая передача

Делительные диаметры

$$d_{d3} := \frac{Z_3 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{d4} := 2 \cdot A_o - d_{d3} \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a3} := d_{d3} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{a4} := d_{d4} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f3} := d_{d3} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{f4} := d_{d4} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Вторая передача

Делительные диаметры

$$d_{d5} := \frac{Z_5 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{d6} := 2 \cdot A_o - d_{d5} \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a5} := d_{d5} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{a6} := d_{d6} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f5} := d_{d5} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{f6} := d_{d6} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Третья передача

Делительные диаметры

$$d_{d7} := \frac{Z_7 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{d8} := 2 \cdot A_o - d_{d7} \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a7} := d_{d7} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{a8} := d_{d8} + 1.6 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f7} := d_{d7} - 2.5 \cdot m_n \text{ ММ}$$

$$d_{f8} := d_{d8} - 2.5 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Четвертая передача

Делительные диаметры

$$d_{d9} := \frac{Z_9 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \text{ ММ}$$

$$d_{d10} := 2 \cdot A_o - d_{d9} \text{ ММ}$$

Принимаем d_{d10} : ММ

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a9} := d_{d9} + 1.6 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{a9} : ММ

$$d_{a10} := d_{d10} + 1.6 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{a10} : ММ

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f9} := d_{d9} - 2.5 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{f9} : ММ

$$d_{f10} := d_{d10} - 2.5 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{f10} : ММ

Пятая передача

Делительные диаметры

$$d_{d11} := \frac{Z_{11} \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \text{ ММ}$$

$$d_{d12} := 2 \cdot A_o - d_{d11} \text{ ММ}$$

Принимаем d_{d12} : ММ

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a11} := d_{d11} + 1.6 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{a11} : ММ

$$d_{a12} := d_{d12} + 1.6 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{a12} : ММ

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f11} := d_{d11} - 2.5 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{f11} : ММ

$$d_{f12} := d_{d12} - 2.5 \cdot m_n \text{ ММ}$$

Принимаем d_{f12} : ММ

$$\text{Фактические значения передаточных чисел коробки передач: } I_{K1} := I_{\Pi3} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}$$

Отклонение от расчетной величины

$$\Delta_1 := \frac{I_{K1} - I_{k1}}{I_{k1}} \quad I_{k2} := I_{\Pi3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$\Delta_2 := \frac{I_{k2} - I_{k2}}{I_{k2}}$$

$$I_{k3} := I_{\text{пз}} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \quad \Delta_3 := \frac{I_{k3} - I_{k3}}{I_{k3}}$$

$$I_{k4} := I_{\text{пз}} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9}$$

$$\text{Принимаем} \quad \Delta_4 := \frac{I_{k4} - I_{k4}}{I_{k4}}$$

$$I_{k5} := I_{\text{пз}} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_{11}}$$

$$\text{Принимаем} \quad \Delta_5 := \frac{I_{k5} - I_{k5}}{I_{k5}}$$

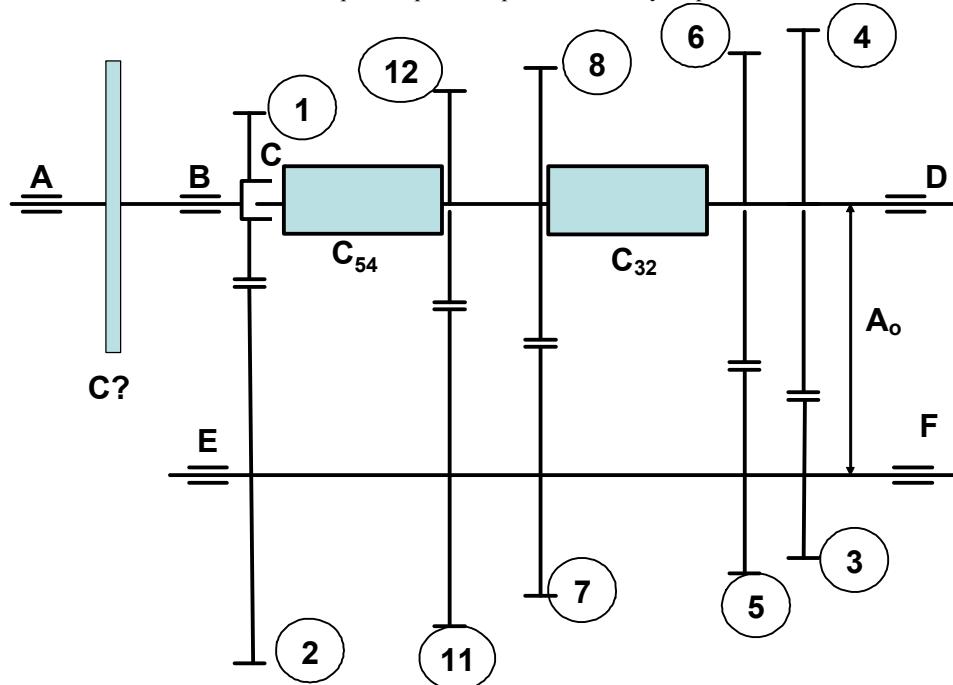
Отклонения от расчетных величин не должны превышать 5%.

Ширина зубчатых колес для всех передач принимаем одинаковой
Коэффициент ширины зубчатого колеса $K_{b\text{ш}} = 5 \dots 8$

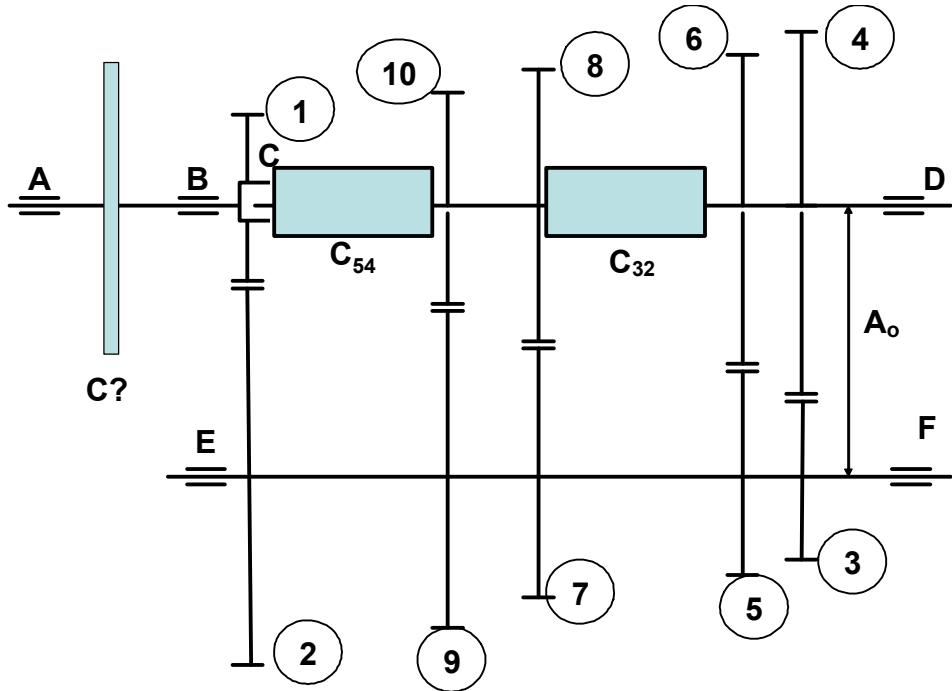
$$b_{\text{ш}} := K_{b\text{ш}} \cdot m_{\text{l}} \quad \text{ММ}$$

**Расчет сил, действующих на зубчатые колеса
3-х вальной КП**

Кинематическая схема КП - четвертая передача прямая, пятая - ускоряющая.



Кинематическая схема КП - пятая передача прямая.



На зубья шестерен постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют силы:

$$P_{1,2} = \frac{M_{e\max}}{r_1}$$

$$P_{x1,2} = P_{1,2} \operatorname{tg} \beta$$

- окружная

- осевая

$$P_{n1,2} = \frac{P_{1,2}}{\cos \alpha \cos \beta}$$

$$P_{p1,2} = \frac{P_{1,2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

- радиальная

- нормальная

r_1 - радиус делительной окружности шестерни постоянного зацепления

α - угол профиля зуба

β - угол наклона зуба

На зубья шестерен n -ой передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{e\max} I_{kn}}{r_n}$$

$$P_{xn} = P_n \operatorname{tg} \beta_n$$

- окружная

- осевая

$$P_{pn} = \frac{P_n \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_n}$$

$$P_{nn} = \frac{P_n}{\cos \alpha \cos \beta_n}$$

- радиальная

- нормальная

I_{kn} - передаточное число коробки на n -ой передаче

r_n - радиус делительной окружности зубчатого колеса n -ой

передачи на вторичном валу

β_n - угол наклона зубьев шестерен n -ой передачи

Силы, действующие в зацеплении шестерен привода промежуточного вала

Диаметр делительной окружности шестерни

привода промежуточного вала

$$d_{d1} := 97.1$$

ММ

Угол наклона зубьев шестерен $\beta = 25^\circ$

$$\beta_p := 0.436$$

Угол зацепления шестерен $\alpha = 20^\circ$

$$\alpha_p := 0.349$$

Фрикционный момент

$$M_\phi := 486$$

ММ

Окружное усилие

$$P_{12} := \frac{2000 \cdot M_\phi}{d_{d1}}$$

$$P_{12} = 1.001 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p12} := \frac{P_{12} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p12} = 4.019 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x12} := P_{12} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x12} = 4.664 \times 10^3$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса первой передачи

$$d_{d4} := 218.5$$

ММ

Передаточное число КП на первой передаче

$$I_{k1} := 5.04$$

Окружное усилие

$$P_{34} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k1}}{d_{d4}}$$

$$P_{34} = 2.242 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p34} := \frac{P_{34} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p34} = 9.001 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x34} = 1.045 \times 10^4$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен второй передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса второй передачи

$$d_{d6} := 178.8$$

ММ

Передаточное число КП на второй передаче

$$I_{k2} := 2.97$$

Окружное усилие

$$P_{56} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k2}}{d_{d6}}$$

$$P_{56} = 1.615 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p56} := \frac{P_{56} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p56} = 6.482 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x56} := P_{56} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x56} = 7.522 \times 10^3$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен третьей передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса третьей передачи

$$d_{d8} := 134.6$$

ММ

Передаточное число КП на третьей передаче

$$I_{k3} := 1.71$$

Окружное усилие

$$P_{78} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k3}}{d_{d8}}$$

$$P_{78} = 1.235 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p78} := \frac{P_{78} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p78} = 4.957 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x78} := P_{78} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x78} = 5.753 \times 10^3$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен четвертой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса четвертой передачи

Примечание- для прямой передачи условно принимаем $d_{d10} = 1000000$

$$d_{d10} := 1000000$$

ММ

Передаточное число КП на четвертой передаче

$$I_{K4} := 1$$

Окружное усилие

$$P_{910} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{K4}}{d_{d10}}$$

$$P_{910} = 0.972$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p910} := \frac{P_{910} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p910} = 0.39$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x910} := P_{910} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x910} = 0.453$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен пятой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса пятой передачи

Примечание- если пятая передача прямая или она отсутствует условно принимаем $d_{d12} = 1000000$

$$d_{d12} := 1000000$$

ММ

Передаточное число КП на пятой передаче

$$I_{K5} := 1$$

Окружное усилие

$$P_{1112} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{K5}}{d_{d12}}$$

$$P_{1112} = 0.972$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p1112} := \frac{P_{1112} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p1112} = 0.39$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x1112} := P_{1112} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x1112} = 0.453$$

Н

Расчет зубчатых колес на прочность

Наиболее нагруженными являются зубчатые колеса первой передачи, поэтому прочностные расчеты выполним для этих колес.

Число зубьев шестерни первой передачи

$$Z_1 := 23$$

Напряжение от изгиба и сжатия можно определить по формуле Люиса

$$\sigma_i = \frac{P}{bt_n y}$$

P - окружное усилие на колесе,

b - ширина колеса,

t_n - шаг по делительной окружности

m_n - нормальный модуль

$$m_n := 4.0$$

ММ

$$t_n := \pi \cdot m_n$$

$$t_n = 12.566$$

ММ

у - коэффициент профиля зуба. Его можно рассчитать по эмпирической формуле с учетом приведенного числа зубьев.

Угол наклона зубьев

$$\beta_p := 0.43$$

$$Z_{\text{пр}} := \frac{Z_1}{\cos(\beta_p)^3}$$

$$Z_{\text{пр}} = 30.626$$

Z_1 - число зубьев меньшего колеса первой передачи

$$y := 0.154 - \frac{1.23}{Z_{\text{пр}}} + \frac{3.33}{Z_{\text{пр}}^2}$$

$$y = 0.117$$

Окружное усилие на зубьях шестерен 1-ой передачи

$$P_{34} := 2242$$

Н

Ширина шестерни

$$b_{\text{ш}} := 32$$

ММ

Напряжение от изгиба и кручения

$$\sigma_i := \frac{P_{34}}{b_{\text{ш}} \cdot t_n \cdot y}$$

$$\sigma_i = 47.495$$

МПа

$[\sigma_i] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$

Контактные напряжения можно определить по формуле Герца:

Модуль упругости для стали

$$E := 2 \cdot 10^5$$

МПа

Делительные диаметры зубчатых колес первой передачи

$$d_{d3} := 101.5$$

ММ

$$d_{d4} := 218.5$$

ММ

Угол зацепления

$$\alpha_p := 0.349$$

$$\sigma_k := 0.418 \cdot \cos(\beta_p) \cdot \sqrt{\frac{P_{34} \cdot E}{b_{\text{ш}} \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \cos(\alpha_p)} \cdot \left(\frac{2}{d_{d3}} + \frac{2}{d_{d4}} \right)}$$

$$\sigma_k = 426.214$$

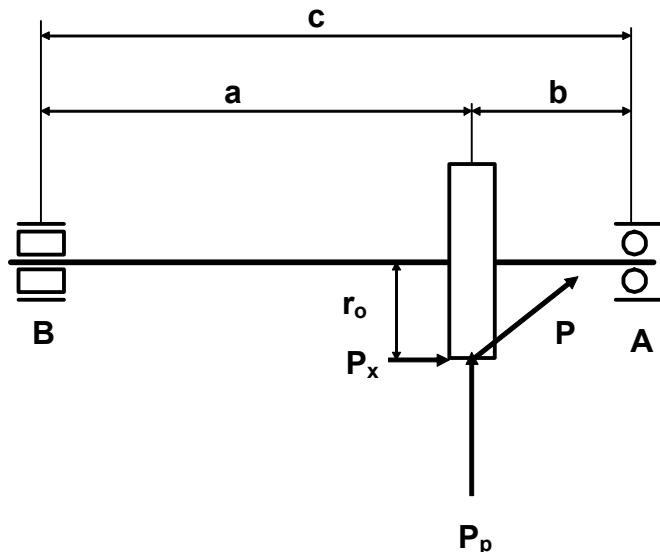
МПа

Допустимое контактное напряжение

$$[\sigma_k] = 1100 \dots 1300 \text{ МПа}$$

Расчет первичного вала (2-х вальная КП)

Схема сил, действующих на первичный вал на 1-ой передаче



Силы, действующие на шестерню
-окружная

- радиальная

- осевая

$$P_{34} := 22420$$

Н

$$P_{p34} := 9001$$

Н

$$P_{x34} := 10450$$

Н

Фрикционный момент

$$M_{\phi} := 486$$

Нм

Ширина шестерни

$$b_{\text{ш}} := 0.032$$

М

Межосевое расстояние

$$A_0 := 0.16$$

М

Диаметр вторичного вала

$$d_{2\text{КП}} := 0.45 \cdot A_0$$

$$d_{2\text{КП}} = 0.072$$

М

Делительный диаметр шестерни 1-ой передачи

$$d_{d3} := 0.053$$

М

Расстояние между опорами первичного вала для 2-х вальной КП определяется из соотношения

$$c = \frac{d_{2\text{КП}}}{c_d}$$

где $c_d = 0,18 \dots 0,21$ Принимаем

$$c_d := 0.18$$

М

$$c := \frac{d_{2\text{КП}}}{c_d}$$

$$c = 0.4$$

М

Расстояние от шестерни до ближайшей опоры

$$b := 0.050$$

М

$$a := c - b$$

$$a = 0.35$$

ММ

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$R_{AB} := \frac{P_{p34} \cdot a}{c}$$

$$R_{AB} = 7.876 \times 10^3$$

Н

$$R_{BB} := \frac{P_{p34} \cdot b}{c}$$

$$R_{BB} = 1.125 \times 10^3$$

Н

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{A\Gamma} := \frac{P_{34} \cdot a}{c}$$

$$R_{A\Gamma} = 1.962 \times 10^4$$

Н

$$R_{B\Gamma} := \frac{P_{34} \cdot b}{c}$$

$$R_{B\Gamma} = 2.802 \times 10^3$$

Н

Максимальный изгибающий момент

$$M_{iz} := \sqrt{\left[\frac{(P_{34} \cdot a \cdot b)}{c} \right]^2 + \left[\frac{(P_{p34} \cdot a - P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5) \cdot b}{c} + P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5 \right]^2}$$

$$M_{iz} = 1.169 \times 10^3$$

Нм

Диаметр вала с учетом суммарного напряжения от изгиба и кручения

Эквивалентный момент

$$M_{\vartheta} := \sqrt{M_{iz}^2 + M_{\phi}^2}$$

$$M_{\vartheta} = 1.266 \times 10^3$$

Нм

Допускаемое напряжение

$$(\sigma) := 200$$

МПа

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{M_{\vartheta} \cdot 1000}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

$$d_B = 39.854$$

мм

Примем

$$d_B := 38$$

мм

Шлицы 50x46x8x9 (см. Расчет сцепления) заменим на шлицы 42x38x8x7

Шлицы вала рассчитывают на смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{4M_{k \max}}{(D_{sh} + d_{sh})(D_{sh} - d_{sh})L_{sh}Z_{sh}}$$

D_{sh} и d_{sh} - наружный и внутренний диаметр шлицев

L_{sh} - длина шлицев

Z_{sh} - число шлицев

Выбираем шлицы средней серии

$$Z_{sh} := 8$$

$$b_{shl} := 0.007$$

м

$$d_{sh} := 0.038$$

м

$$D_{sh} := 0.042$$

м

$$\sigma_{cm} := \frac{M_{\phi} \cdot 4}{10^6 \cdot (D_{sh} + d_{sh}) \cdot (D_{sh} - d_{sh}) \cdot b_{shl} \cdot Z_{sh}}$$

$$\sigma_{CM} = 23.73$$

МПа

$[\sigma_{CM}] = 150 \dots 200$ МПа

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{cp} := \frac{M_{\phi} \cdot 2}{(D_{ш} - d_{ш}) \cdot b_{ш} \cdot b_{шл} \cdot Z_{ш} \cdot 10^6}$$

$[\tau_{cp}] = 150 \dots 200$ МПа

$$\tau_{cp} = 135.603$$

МПА

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОГИС

Прогиб обычно рассчитывают для первичного и вторичного валов.

Диаметр промежуточного вала выбирают из конструктивных соображений, выполняя его в виде блока шестерен или заодно целое с ведущей шестерней первой передачи.

Диаметр первичного вала

$$d_{1kp} := 0.040$$

М

Диаметр вторичного вала

$$d_{2kp} := 0.055$$

М

Расстояние между опорами первичного вала

$$a_{pv} := 0.276$$

М

Расстояние между опорами вторичного вала

$$c_{vv} := 0.261$$

М

Расстояние от шестерни до опоры первичного вала

$$b_{pv} := 0.040$$

М

Расстояние от зубчатого колеса до опоры

вторичного вала

$$b_{vv} := 0.050$$

М

Делительный диаметр шестерни первичного вала

$$d_{d1} := 0.0971$$

М

Делительный диаметр зубчатого колеса

вторичного вала

$$d_{d4} := 0.2185$$

М

Силы, действующие в зацеплении шестерен

$$P_{12} := 10010$$

Н

$$P_{34} := 22420$$

Н

$$P_{p12} := 4019$$

Н

$$P_{p34} := 9001$$

Н

$$P_{x12} := 4664$$

Н

$$P_{x34} := 10450$$

Н

Реакции опоры В в горизонтальной и вертикальной плоскостях

$$R_{B\Gamma} := 11460$$

Н

$$R_{BB} := 4600$$

Н

Модуль упругости для стали

$$E := 2.0 \cdot 10^5$$

МПа

Экваториальный момент инерции сечения первичного вала

$$J_{\text{ПВЭ}} := \frac{\pi \cdot d_{1\text{КП}}^4}{64}$$

$$J_{\text{ПВЭ}} = 1.257 \times 10^{-7}$$

$$\text{М}^4$$

Прогиб первичного вала в вертикальной плоскости

$$Y_{\text{ПВВ}} := \frac{(P_{p12} + R_{BB}) \cdot b_{\text{ПВ}}^2 \cdot a_{\text{ПВ}}}{3 \cdot E \cdot J_{\text{ПВЭ}} \cdot 10^3} - \frac{P_{x12} \cdot 0.5 \cdot d_{d1} \cdot b_{\text{ПВ}} \cdot (2 \cdot a_{\text{ПВ}} + 3 \cdot b_{\text{ПВ}})}{6 \cdot E \cdot J_{\text{ПВЭ}} \cdot 10^3}$$

$$Y_{\text{ПВВ}} = 0.01$$

ММ

Экваториальный момент инерции сечения вторичного вала

$$J_{\text{BBЭ}} := \frac{\pi \cdot d_{2\text{КП}}^4}{64}$$

$$J_{\text{BBЭ}} = 4.492 \times 10^{-7}$$

$$\text{М}^4$$

Прогиб вторичного вала в вертикальной плоскости

$$Y_{\text{BBВ}} := \frac{P_{p34} \cdot (c_{\text{BB}} - b_{\text{BB}})^2 \cdot b_{\text{BB}}^2}{3000 \cdot c_{\text{BB}} \cdot E \cdot J_{\text{BBЭ}}} - \frac{P_{x34} \cdot d_{d4} \cdot (c_{\text{BB}} - b_{\text{BB}}) \cdot b_{\text{BB}} \cdot (c_{\text{BB}} - b_{\text{BB}} \cdot 2)}{6000 \cdot E \cdot J_{\text{BBЭ}} \cdot c_{\text{BB}}} + \frac{b_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}} \cdot Y_{\text{ПВВ}}$$

$$Y_{\text{BBВ}} = -0.011$$

ММ

Прогиб первичного вала в горизонтальной плоскости

$$Y_{\text{ПВГ}} := \frac{(P_{12} - R_{B\Gamma}) \cdot b_{\text{ПВ}}^2 \cdot a_{\text{ПВ}}}{3000 \cdot E \cdot J_{\text{ПВЭ}}}$$

ММ

$$Y_{\text{ПВГ}} = -8.493 \times 10^{-3}$$

Прогиб вторичного вала в горизонтальной плоскости

$$Y_{\text{BVB}} := \frac{P_{34} \cdot (c_{\text{BB}} - b_{\text{BB}})^2 \cdot b_{\text{BB}}^2}{3000 \cdot c_{\text{BB}} \cdot E \cdot J_{\text{BVB}}} - \frac{b_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}} \cdot Y_{\text{PVB}}$$

$$Y_{\text{BVB}} = 0.037$$

ММ

Допустимые значения прогиба:

- в вертикальной плоскости $Y_B = (0,05...0,10) \text{мм}$
- в горизонтальной плоскости $Y_\Gamma = (0,10...0,15) \text{мм}$

Суммарный прогиб

первичного вала

$$Y_{\text{сумпв}} := \sqrt{Y_{\text{PVB}}^2 + Y_{\text{BVB}}^2}$$

$$Y_{\text{сумпв}} = 0.013$$

ММ

вторичного вала

$$Y_{\text{сумвв}} := \sqrt{Y_{\text{BVB}}^2 + Y_{\text{BVG}}^2}$$

$$Y_{\text{сумвв}} = 0.039$$

ММ

Допустимый суммарный прогиб $Y_{\text{сум}} < 0.20 \text{мм}$.

УГЛЫ ПЕРЕКОСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Расчеты выполняются для ведущей шестерни Z_1 первичного вала и ведомого зубчатого колеса Z_4 вторичного вала.

Диаметр первичного вала

$$d_{1\text{kp}} := 40$$

ММ

Диаметр вторичного вала

$$d_{2\text{kp}} := 55$$

ММ

$$a_{\text{PVB}} := 276$$

ММ

Расстояние между опорами первичного вала

$$c_{\text{BB}} := 261$$

ММ

Расстояние между опорами вторичного вала

Расстояние от шестерни до опоры первичного вала

$$b_{\text{PVB}} := 40$$

ММ

Расстояние от зубчатого колеса до опоры вторичного вала

$$b_{\text{BVB}} := 50$$

ММ

Делительный диаметр шестерни первичного вала

$$d_{d1} := 97.1$$

ММ

Делительный диаметр зубчатого колеса вторичного вала

$$d_{d4} := 218.5$$

ММ

$$a_{\text{BB}} := c_{\text{BB}} - b_{\text{BB}}$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен

$$P_{12} := 10010$$

Н

$$P_{34} := 22420$$

Н

$$P_{p12} := 4019$$

Н

$$P_{p34} := 9001$$

Н

$$P_{x12} := 4664$$

Н

$$P_{x34} := 10450$$

Н

Реакции опоры В в горизонтальной и вертикальной плоскостях

$$R_{A\Gamma} := 1448$$

Н

$$R_{AB} := 581$$

Н

Модуль упругости для стали

$$E := 2.0 \cdot 10^5$$

МПа

Экваториальный момент инерции сечения

- первичного вала

$$J_{\text{пвэ}} := 1.257 \cdot 10^5$$

мм⁴

- вторичного вала

$$J_{\text{бвэ}} := 1.257 \cdot 10^5$$

мм⁴

Прогиб первичного вала в вертикальной плоскости

$$Y_{\text{пвв}} := -0.013$$

мм

Угол перекоса зубчатого колеса Z₁ относительно горизонтальной оси

$$\Theta_{1\Gamma} := \frac{(P_{p12} + R_{AB}) \cdot (2 \cdot a_{\text{пв}} + 3 \cdot b_{\text{пв}}) \cdot b_{\text{пв}}}{6 \cdot E \cdot J_{\text{пвэ}}} - \frac{P_{x12} \cdot d_{\text{д1}} \cdot (a_{\text{пв}} + 3 \cdot b_{\text{пв}})}{6 \cdot E \cdot J_{\text{пвэ}}}$$

$$\Theta_{1\Gamma} = -3.692 \times 10^{-4}$$

рад

Угол перекоса зубчатого колеса Z₄ относительно горизонтальной оси

$$\Theta_{4\Gamma} := \frac{P_{x34} \cdot d_{\text{д4}} \cdot (a_{\text{бв}}^2 - a_{\text{бв}} \cdot b_{\text{бв}} + b_{\text{бв}}^2)}{6 \cdot c_{\text{бв}} \cdot E \cdot J_{\text{бвэ}}} + \frac{P_{p34} \cdot a_{\text{бв}} \cdot b_{\text{бв}} \cdot (b_{\text{бв}} - a_{\text{бв}})}{3 \cdot c_{\text{бв}} \cdot J_{\text{бвэ}} \cdot E} - \frac{Y_{\text{пвв}}}{c_{\text{бв}}}$$

$$\Theta_{4\Gamma} = 1.388 \times 10^{-3}$$

рад

Угол перекоса зубчатого колеса Z₁ относительно вертикальной оси

$$\Theta_{1B} := \frac{(P_{12} - R_{A\Gamma}) \cdot b_{PB} \cdot (2 \cdot a_{PB} + 3 \cdot b_{PB})}{6 \cdot E \cdot J_{PB\Theta}}$$

$$\Theta_{1B} = 1.526 \times 10^{-3}$$

рад

Угол перекоса зубчатого колеса Z_4 относительно вертикальной оси

$$\Theta_{4B} := \frac{P_{34} \cdot a_{BB} \cdot b_{BB} \cdot (b_{BB} - a_{BB})}{3 \cdot c_{BB} \cdot E \cdot J_{BB\Theta}}$$

$$\Theta_{4B} = -1.935 \times 10^{-3}$$

рад

Перекос зубчатых колес не должен превышать $\Theta = 2 \times 10^{-3}$ рад.

1.6.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета элементов сцепления и расчета элементов коробки передач.

1.7 Практическое занятие №7 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов карданной и главной передачи»

1.7.1 Задание для работы:

1. Рассчитать асинхронный шарнир
2. Рассчитать шарнир равных угловых скоростей
3. Рассчитать карданный вал с ШРУС
4. Рассчитать крутящий момент
5. Рассчитать цилиндрическую передачу
6. Рассчитать коническую передачу
7. Рассчитать гипоидную передачу
8. Рассчитать конические роликоподшипники ведущего вала

1.7.2 Описание (ход) работы:

РАСЧЕТ КАРДАННОГО АСИНХРОННОГО ШАРНИРА

Расчетный крутящий момент

$$M_p = M_\phi I_{k1}$$

$$I_{k1} := 7.442$$

Передаточное число коробки на первой передаче

Максимальный крутящий момент,
передаваемый сцеплением

$$M_\phi := 317$$

Нм

Номинальная частота вращения коленвала

$$n_H := 3200$$

об / мин

$$M_p := M_\phi \cdot I_{K1}$$

$$M_p = 2.359 \times 10^3$$

Нм

Частота вращения коленвала при максимальном крутящем моменте

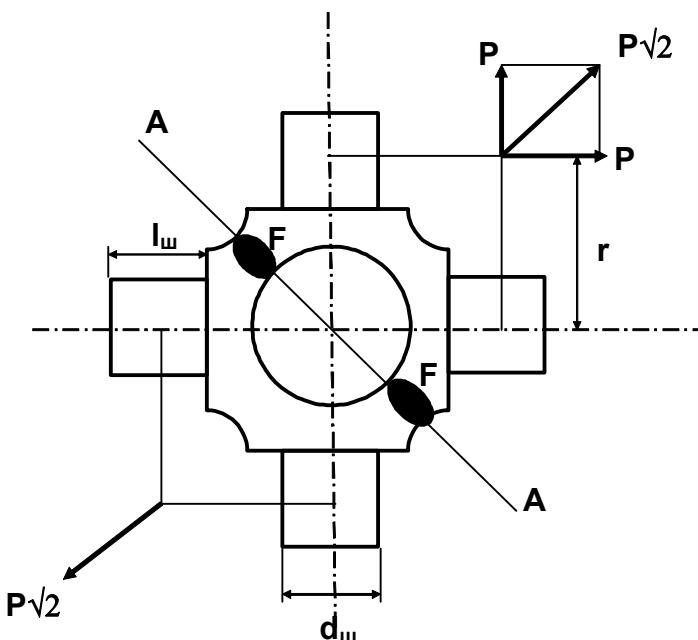
$$n_M := 1800 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Окружное усилие на крестовине карданного шарнира

$$P_{kpecm} = \frac{M_p}{2r}$$

r - радиус приложения силы

Расчет крестовины карданного шарнира



Напряжение изгиба щипа крестовины

$$\sigma_u = \frac{M_p l_w}{0.4 r d_w^3}$$

Допустимое напряжение на изгиб

$$(\sigma_u) := 300$$

МПа

Примем $r = 2.5 l_w$

Диаметр щипа определится

$$d_w := \sqrt[3]{\frac{M_p}{(\sigma_u) \cdot 10^6}}$$

$$d_w = 0.02$$

М

Выбираем подшипник 4024103

Внутренний диаметр подшипника

$$d_w := 0.024$$

М

Длина иголок

$$l_i := 0.012$$

М

Диаметр иголок

$$d_i := 0.002$$

М

Число иголок

$$Z := 40$$

Длина шипа крестовины

$$l_{\text{ш}} := 2 \cdot l_i$$

$$l_{\text{ш}} = 0.024$$

М

Окружное усилие

$$P := \frac{M_p}{5 \cdot l_{\text{ш}}}$$

$$P = 1.966 \times 10^4$$

Н

Напряжение среза шипа крестовины

$$\tau := \frac{2 \cdot M_p}{5.0 \cdot l_{\text{ш}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot 10^6}$$

$$\tau = 21.728$$

МПа

Допускаемое напряжение

$$[\square] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$$

Напряжение крестовины на разрыв силами 1,41P в сечении A-A

площадью 2F

$$\sigma_p = \frac{\sqrt{2} \times M_p}{10 \times l_{\text{ш}} \times F}$$

$$(\sigma_p) := 100$$

МПа

Площадь крестовины F в сечении A-A

$$F := \sqrt{2} \cdot \frac{M_p}{10 \cdot l_{\text{ш}} \cdot \sigma_p \cdot 10^6}$$

$$F = 1.39 \times 10^{-4}$$

М²

Для прямоугольного сечения F = b * h

Приняв

$$b := d_{\text{ш}} + 0.004$$

$$b = 0.028$$

м

получим

$$h := \frac{F}{b}$$

$$h = 4.965 \times 10^{-3}$$

м

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник

$$\gamma := 10$$

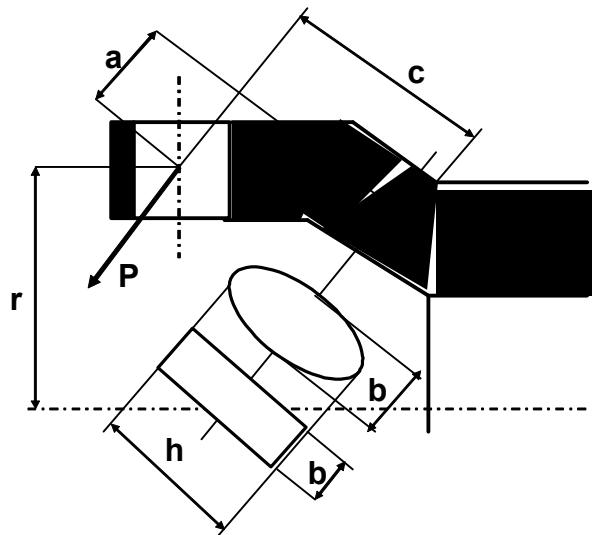
$$P_p := Z \cdot l_{\text{ш}} \cdot 7900 \cdot 10^4 \cdot \frac{d_i}{\sqrt[3]{\tan(\gamma) \cdot \frac{n_m}{I_{kl}}}}$$

$$P_p = 2.813 \times 10^4$$

Н

$$P_p > P$$

Расчет вилки шарнира



$$\sigma_u = \frac{M_p c}{2r W_u}$$

Напряжение изгиба вилки
Допустимое напряжение

$$(\sigma_u) := 80$$

МПа

W_u - момент сопротивления изгибу

$$c := 1.5 \cdot d_{\text{ш}}$$

плечо приложения силы

$$c = 0.036$$

м

$$W_u := c \cdot \frac{M_p}{5 \cdot l_{\text{ш}} \cdot (\sigma_u) \cdot 10^6}$$

$$W_u = 8.847 \times 10^{-6}$$

м³

Ширина вилки

$$h := 1.5 \cdot d_{\text{ш}}$$

$$h = 0.036$$

м

Выберем форму поперечного сечения вилки в опасном сечении

$x = 0$ - для прямоугольного сечения,

$x = 1$ - для эллиптического сечения

$$x := 1$$

Толщина вилки

$$b_1 := 6 \cdot \frac{W_u}{h^2}$$

$$b_2 := 10 \cdot \frac{W_u}{h^2}$$

$$b = 0.068$$

м

$$\tau_k = \frac{M_p a}{2rW_{kp}}$$

Напряжение кручения вилки

Допустимое напряжение

$$\sigma_K = 120 \dots 150 \text{ МПа}$$

W_{kp} - момент сопротивления кручению

Для прямоугольного сечения $W_{kp} = f(h/b)$

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
k_w	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

$$\frac{h}{b} = 0.527$$

$$k_w := 0.231$$

$$W_{kp1} := k_w \cdot b \cdot h^2$$

Для эллиптического сечения

$$W_{kp2} := b \cdot \frac{h^2}{5}$$

$$W_{kp} = 1.769 \times 10^{-5}$$

м^3

$$\tau_k = 66.667$$

МПа

$$\sigma_k < [\sigma_k] - \text{условие выполнено}$$

Шарнир равных угловых скоростей

Выберем диаметр шариков $d_{\text{ш}} = 20 \dots 30 \text{ мм}$

$$d_{\text{ш}} := 20$$

мм

Радиус окружности, образующей ось канавок

$$R_k = k \cdot d, \text{ где } k = 1,6 \dots 1,8$$

$$k := 1.7$$

$$R_k := k \cdot d_{\text{ш}}$$

$$R_k = 34$$

мм

Угол излома валов $\alpha = 30 \dots 35^\circ$

$$\gamma := 30$$

$$\gamma_p := \frac{\gamma \cdot \pi}{180}$$

$$\gamma_p = 0.524$$

Расчетный крутящий момент, передаваемый шарниром

$$M_p = M_{\phi} I_{k1} I_o$$

$$M_{\phi} := 396$$

H_m - максимальный крутящий момент двигателя

$$I_{k1} := 7.442$$

- передаточное число коробки на первой передаче

$$I_o := 6.45$$

- передаточное число главной передачи

$$M_p := M_{\phi} \cdot I_{k1} \cdot I_o$$

$$M_p = 1.901 \times 10^4$$

НМ

Окружное усилие, действующее на шарики

$$P := \frac{M_p}{6 \cdot R_k \cdot \cos(\gamma_p)}$$

$$P = 107.593$$

кН

Контактное напряжение

$$\sigma_k := 5100 \cdot \left(\frac{P}{d_{sh}^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\sigma_k = 3.292 \times 10^3$$

МПа

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_K] = 2500 \dots 3500$ МПа

РАСЧЕТ КАРДАННОГО ВАЛА С ШНУС

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$n_H := 3200 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Расчетный крутящий момент

$$M_p := 2359 \text{ НМ}$$

Напряжение кручения трубчатого вала

$$\tau_{kp} = \frac{M_p d_u}{0,2(d_u^4 - d_s^4)}$$

Допустимое напряжение

$$[\tau_{kp}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$$

Размеры вала связаны с размерами игольчатых подшипников.

Длина иголок подшипника

$$l_{sh} := 0.012$$

м

d_H - наружный диаметр вала

$$d_H := 6 \cdot l_{sh}$$

$$d_H = 0.072$$

м

d_B - внутренний диаметр вала

$$d_B := d_H - 0.007$$

$$d_B = 0.065$$

м

Толщина стенок вала обычно составляет 2,0...3,5 мм.

$$\tau_{kp} := \frac{M_p \cdot d_H}{0,2 \cdot (d_H^4 - d_B^4) \cdot 10^6}$$

$$\tau_{kp} = 94.117$$

МПа < $[\tau_{kp}]$

Длина карданного вала принимается из конструктивных соображений, так чтобы $L_B < L$

$$L_B := 2.0$$

м

Критическая частота вращения вала

$$n_{kp} := 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{L_B}$$

$$n_{kp} = 5.82 \times 10^3$$

об/мин

Максимальная частота вращения карданного вала

$$I_{km} := 1.0$$

$$n_{max} := 1.2 \cdot n_H \cdot I_{km}$$

$$n_{max} = 3.84 \times 10^3$$

об/мин

Должно соблюдаться условие

$$n_{kp} / n_{max} = 1,5 \dots 2,0$$

$$\frac{n_{kp}}{n_{max}} = 1.516$$

Угол закручивания карданного вала

$$\theta = \frac{M_p L_e}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Трубчатый вал

$$J_o := \pi \cdot \frac{(d_H^4 - d_B^4)}{64 \cdot d_H}$$

$$J_o = 6.152 \times 10^{-6}$$

m^3

G - модуль упругости при кручении

$$G := 8.5 \cdot 10^4$$

МПа

$$\Theta := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_p}{\pi \cdot G \cdot J_o \cdot 10^6}$$

$$\Theta = 0.517$$

о

Допускаемый угол закручивания $7 \dots 8^0$ на 1м длины вала.

Расчет шлицев вала

Выбираем шлицы 8x46x50 $D_{шл} < d_B$

Внутренний диаметр шлицев

$$d_{шл} := 0.046$$

m

ШЛИЦЫ. Легкая серия.

Наружный диаметр шлицев

$$D_{шл} := 0.050$$

m

z	d	D	b			
6	23	26	6			
6	26	30	6			
6	28	32	7			
8	32	36	6			
8	36	40	7			
8	42	46	8			
8	46	50	9			
8	52	58	10			
8	56	62	10			
8	62	68	12			
10	72	78	12			
10	82	88	12			
10	92	98	14			
10	102	108	16			
10	112	120	18			

Ширина шлицев

$$b_{шл} := 0.009$$

м

$$z_{шл} := 8$$

Число шлицев

Длина шлицевой части вала

$$L_{шл} := 0.1$$

м

Напряжения смятия

$$\sigma_{смшл} := \frac{8 \cdot M_p \cdot 10^{-6}}{L_{шл} \cdot z_{шл} \cdot (D_{шл}^2 - d_{шл}^2)}$$

$$\sigma_{смшл} = 61.432$$

МПа

Допустимое напряжение $[\sigma_{см}] = 150...200$ МПа

Напряжения среза

$$\tau_{сршл} := 1 \cdot \frac{M_p}{d_{шл} \cdot L_{шл} \cdot b_{шл} \cdot z_{шл} \cdot 10^6}$$

$$\tau_{сршл} = 7.123$$

МПа

Допустимое напряжение $[\tau_{сршл}] = 150...200$ МПа

Осьевая сила в шлицевом соединении

Коэффициент трения в шлицевом

соединении $K_{тр} = 0.2...0.4$

$$K_{тршл} := 0.2$$

$$P_{xшл} := 4 \cdot M_p \cdot \frac{K_{тршл}}{D_{шл} + d_{шл}}$$

$$P_{xшл} = 1.966 \cdot 10^4$$

Н

Окружное усилие на крестовине

$$P := 1.966 \cdot 10^4$$

Н

Приведенная сила, действующая на шип крестовины

$$P_{пр} := \sqrt{P^2 + P_{xшл}^2}$$

$$P_{\text{пр}} = 2.78 \times 10^4$$

Н

Допустимая нагрузка на подшипник $P_p = 2,813 \times 10^4$ Н

$$P_{\text{пр}} \leq P_p$$

РАСЧЕТ КАРДАННОГО ВАЛА С ШРУС

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$n_H := 3200$$

об

мин

Расчетный крутящий момент

$$M_p := 2359$$

Нм

Напряжене кручения сплошного вала

$$\tau_{kp} = \frac{M_p}{0,2d_h^4}$$

Допустимое напряжение

$[\tau_{kp}] = 100 \dots 120$ МПа

$$(\tau_{kp}) := 120$$

МПа

d_H - наружный диаметр вала

$$d_H := \sqrt[3]{\frac{M_p}{0.2 \cdot (\tau_{kp}) \cdot 10^6}}$$

$$d_H = 0.046$$

м

Длина вала связана с размером колеи автомобиля.

$$L_B := 0.6$$

м

Критическая частота вращения вала

$$n_{kp} := 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{d_H^2}}{L_B}$$

$$n_{kp} = 9.23 \times 10^3$$

об/мин

Передаточное число коробки на высшей передаче

$$I_{km} := 0.8$$

Передаточное число главной передачи

$$I_o := 4.45$$

Максимальная частота вращения карданного вала

$$n_{max} := \frac{1.2 \cdot n_H \cdot I_{km}}{I_o}$$

$$n_{max} = 690.337$$

об/мин

Должно соблюдаться условие

$$n_{kp} / n_{max} = 1,5 \dots 2,0$$

$$\frac{n_{kp}}{n_{max}} = 13.37$$

Угол закручивания карданного вала

$$\theta = \frac{M_p L_e}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Сплошной вал

$$J_o := \pi \cdot \frac{(d_h^3)}{64}$$

$$J_o = 4.825 \times 10^{-6}$$

m^3

G - модуль упругости при кручении

$$G := 8.5 \cdot 10^4$$

МПа

$$\Theta := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_p}{\pi \cdot G \cdot J_o \cdot 10^6}$$

$$\Theta = 0.198$$

o

Угол закручивания на 1м длины вала

$$\Theta_1 := \frac{\Theta}{L_B}$$

$$\Theta_1 = 0.33$$

Допускаемый угол закручивания $7...8^o$ на 1м длины вала.

Расчет шлицев вала

Выбираем шлицы 8x46x50 $D_{шл} < d_B$

Внутренний диаветр шлицев

$$d_{шл} := 0.046$$

m

Наружный диаметр шлицев

$$D_{шл} := 0.050$$

m

Ширина шлицев

$$b_{шл} := 0.009$$

m

$$z_{шл} := 8$$

Число шлицев

Длина шлицевой части вала

$$L_{шл} := 0.1$$

m

Напряжения смятия

$$\sigma_{смшл} := \frac{8 \cdot M_p \cdot 10^{-6}}{L_{шл} \cdot z_{шл} \cdot (D_{шл}^2 - d_{шл}^2)}$$

$$\sigma_{смшл} = 61.432$$

МПа

Допустимое напряжение $[\sigma_{см}] = 150...200$ МПа

Напряжения среза

$$\tau_{сршл} := 1 \cdot \frac{M_p}{d_{шл} \cdot L_{шл} \cdot b_{шл} \cdot z_{шл} \cdot 10^6}$$

$$\tau_{сршл} = 7.123$$

МПа

Допустимое напряжение $\sigma_{сршл}] = 150...200$ МПа

РАСЧЕТНЫЙ крутящий момент

$$I_{k1} := 7.442$$

- передаточное число коробки на 1-ой передаче

$$I_o := 6.45$$

- передаточное число главной передачи

$M_{e\max} = 9550N_e / n$ - максимальный крутящий момент двигателя

N_e - эффективная мощность двигателя при максимальном крутящем
моменте

$$N_e = N_{eH} K_n [2 + b(K_n - 1) - K_n^2]$$

$b = 1.0$ - двигатель с искровым зажиганием

$b = 1.13$ - дизель с непосредственным впрыском топлива

K_n - относительная частота вращения

$K_n = 0.5$ - двигатель с искровым зажиганием

$K_n = 0.6$ - дизель

$$b := 1.0$$

$$K_n := 0.5$$

$$N_{eH} := 102.9$$

кВт - номинальная

мощность

$$N_e := K_n \cdot N_{eH} \cdot \left[2 + b \cdot (K_n - 1) - K_n^2 \right]$$

$$N_e = 64.313$$

кВт

n - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном
крутящем моменте

$$n_H := 3100$$

об/мин - номинальная частота вращения

$$n := K_n \cdot n_H$$

$$M_{e\max} := 9550 \cdot \frac{N_e}{n}$$

$$M_{e\max} = 396.248$$

Нм

Тип главной передачи - одинарная $a = 1$
- двойная $a = 2$

$$a := 1$$

Расчетный крутящий момент для одинарной главной передачи или
цилиндрической пары двойной главной передачи

$$M_{k\max} := \begin{cases} M_{e\max} \cdot I_{k1} & \text{if } a = 1 \\ (M_{e\max} \cdot I_{k1} \cdot \sqrt{I_o}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$M_{k\max} = 2.949 \times 10^3$$

Нм

Расчетный крутящий момент для конической пары шестерен двойной
главной передачи принять как. для одинарной

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Определить межосевое расстояние

$a = 14,5 \dots 16,0$ - легковые автомобили

$a = 17,0 \dots 21,5$ - грузовые автомобили

$$a := 17,0$$

$$M_{\text{кmax}} := 7487$$

Нм

$$A_0 := a \cdot \sqrt[3]{M_{\text{кmax}}}$$

$$A_0 = 332,571$$

мм

Стандартные значения межосевых расстояний:

$A_0 = 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250;$

$260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400$ мм

$$A_0 := 320$$

мм

2. Предварительно определить основные размеры колеса

Передаточное число главной передачи

Передаточное число цилиндрической пары

$$I_0 := 6,45$$

$$I := \sqrt{I_0}$$

$$I = 2,54$$

Делительный диаметр

$$d_2 := 2 \cdot A_0 \cdot \frac{I}{I + 1}$$

$$d_2 = 459,193$$

мм

Ширина колеса определяется величиной коэффициента ширины колеса, который для автомобильных редукторов находится в пределах 0,1...0,2

$$K_{\text{шк}} := 0,15$$

$$b_2 := K_{\text{шк}} \cdot A_0$$

$$b_2 = 48$$

мм

Округляем b_2 до ближайшего стандартного значерия

$b_2 = 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53;$

$56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100$ мм

$$b_2 := 48$$

мм

3. Модуль передачи зависит от величины передаваемого крутящего момента

$M_{\text{кmax}}$, Нм $100 \dots 200 \quad 201 \dots 400 \quad 401 \dots 600 \quad 601 \dots 800 \quad 801 \dots 1000$

m_n , мм $2,25 \dots 2,5 \quad 2,75 \dots 3,5 \quad 4,0 \quad 4,5 \quad 5,0 \dots 6,0$

Величину нормального модуля принимают из стандартного ряда:

1 ряд - 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0 мм

2 ряд - 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0 мм

Предпочтение следует отдавать первому ряду.

$$m_n := 6,0$$

мм

4. Принимаем угол профиля зубьев

$$\alpha := 20$$

о

$$\alpha_{\text{рад}} := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

$$\alpha_{\text{рад}} = 0.349$$

5. Определим угол наклона зубьев и суммарное число зубьев

$\beta = 25 \dots 40^\circ$ - легковые автомобили

$\beta = 20 \dots 25^\circ$ - грузовые автомобили

$$\beta := 22$$

о

$$\beta_{\text{рад}} := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

$$\beta_{\text{рад}} = 0.384$$

Суммарное число зубьев

$$Z_c := \frac{2 \cdot A_0 \cdot \cos\left(\frac{\beta \cdot 3.14}{180}\right)}{m_n}$$

$$Z_c = 98.907$$

Округляем

$$Z_c := 99$$

6. Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

$$Z_1 := \frac{Z_c}{I + 1}$$

$$Z_1 = 27.969$$

Округляем

$$Z_1 := 28$$

Минимальное число зубьев шестерни

$$Z_{\min} := 17 \cdot \cos(\beta_{\text{рад}})^3$$

$$Z_{\min} = 13.55$$

Проверяем условие $Z_1 > Z_{\min}$

Число зубьев колеса

$$Z_2 := Z_c - Z_1$$

$$Z_2 = 71$$

7. Фактическое передаточное число

$$I_{\phi} := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$I_{\phi} = 2.536$$

Отклонение фактического передаточного числа от расчетного

$$\Delta I := \frac{I - I_{\phi}}{I} \cdot 100$$

$$\Delta I = 0.156$$

%

8. Определим диаметры колес

Делительные диаметры:

- шестерни

- колеса

$$d_{d1} := \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos(\beta_{\text{рад}})}$$

$$d_{d1} = 181.194$$

мм

$$d_{d2} := 2 \cdot A_o - d_{d1}$$

$$d_{d2} = 458.806$$

мм

Диаметры окружности вершин зубьев:

- шестерни

$$d_{a1} := d_{d1} + 2 \cdot m_n$$

$$d_{a1} = 193.194$$

мм

- колеса

$$d_{a2} := d_{d2} + 2 \cdot m_n$$

$$d_{a2} = 470.806$$

мм

Диаметры окружности впадин зубьев:

- шестерни

$$d_{f1} := d_{d1} - 2.5 \cdot m_n$$

$$d_{f1} = 166.194$$

мм

- колеса

$$d_{f2} := d_{d2} - 2.5 \cdot m_n$$

$$d_{f2} = 443.806$$

мм

9. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_k = \frac{Z_\sigma}{A_o} \sqrt{\frac{K_h M_{k \max} (I_\phi + 1)}{b_2 I_\phi}} \leq [\sigma_k]$$

$Z_\sigma = 8400$ - для косозубых передач

$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$

K_h - коэффициент нагрузки $K_h = K_{hv} K_{h\beta} K_{h\alpha}$

$K_h = 1,01 \dots 1,22$ - для косозубых шестерен

Примем

$$K_h := 1.10$$

$$\sigma_k := \frac{8400}{A_o} \cdot \sqrt{\frac{K_h \cdot M_{k \max} \cdot (I_\phi + 1)}{b_2 \cdot I_\phi}}$$

$$\sigma_k = 406.02$$

МПа

10. Определим силы в зацеплении шестерен

- окружная сила

$$P := \frac{2000 \cdot M_{\text{кmax}}}{d_{\text{d1}}}$$

$$P = 8.264 \times 10^4$$

Н

- радиальная сила

$$P_p := \frac{P \cdot \tan(\alpha_{\text{рад}})}{\cos(\beta_{\text{рад}})}$$

$$P_p = 3.244 \times 10^4$$

Н

- осевая сила

$$P_x := P \cdot \tan(\beta_{\text{рад}})$$

$$P_x = 3.339 \times 10^4$$

Н

11. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

- в зубьях колеса

$$\sigma_{u2} = \frac{K_F P}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_u]$$

- в зубьях шестерни

$$\sigma_{u1} = \sigma_{u2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_u]$$

$$[\sigma_u] = 700 \dots 800$$

МПа

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений в зависимости от приведенного числа зубьев

Z_V 17 20 25 30 40 60 80 100 и более

Y_{FS} 4.30 4.08 3.91 3.80 3.70 3.62 3.60 3.59

Приведенное число зубьев $Z_V = Z / \cos^3 \beta$

$$Z_{V1} := \frac{Z_1}{\cos(\beta_{\text{рад}})^3}$$

$$Z_{V1} = 35.129$$

$$Z_{V2} := \frac{Z_2}{\cos(\beta_{\text{рад}})^3}$$

$$Z_{V2} = 89.076$$

$$Y_{FS1} := 3.70$$

$$Y_{FS2} := 3.60$$

Y_β - коэффициент, учитывающий угол наклона зуба

$$Y_\beta := 1 - \frac{\beta}{100}$$

$$Y_\beta = 0.78$$

Проверить условие $Y_\beta > 0.7$

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев
для косозубых передач

$$Y_\varepsilon := 0.65$$

K_F - коэффициент нагрузки $K_F = K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}$

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.45$ при изменении скорости от 1,0 до 10,0 м/с

Окружная скорость шестерен $V_{OK} = \omega_1 d_{d1}/2$

ω_1 - угловая скорость вала шестерни

I_{k1} - передаточное число коробки на первой передаче

n_H - номинальная частота вращения коленвала двигателя

$$I_{k1} := 7.442$$

$$n_H := 3100$$

об

мин

$$\omega_1 := \frac{\pi \cdot n_H}{30 \cdot I_{k1} \cdot \sqrt{I_0}}$$

$$V_{OK} := \frac{\omega_1 \cdot d_{d1}}{2000}$$

$$V_{OK} = 1.556$$

м

с

Принимаем

$$K_{FV} := 1.05$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82 K_{\beta_0}$

$1.01 < K_{\beta_0} < 1.43$ в зависимости от твердости зубьев и степени точности

$$K_{\beta_0} := 1.15$$

$$K_{F\beta} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{\beta_0}$$

$$K_{F\beta} = 1.123$$

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей

изготовления $1.0 < K_{F\alpha} < 1.6$

$$K_{F\alpha} := 1.20$$

$$K_F := K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

$$K_F = 1.415$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{u2} := \frac{K_F \cdot P}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$\sigma_{u2} = 741.076$$

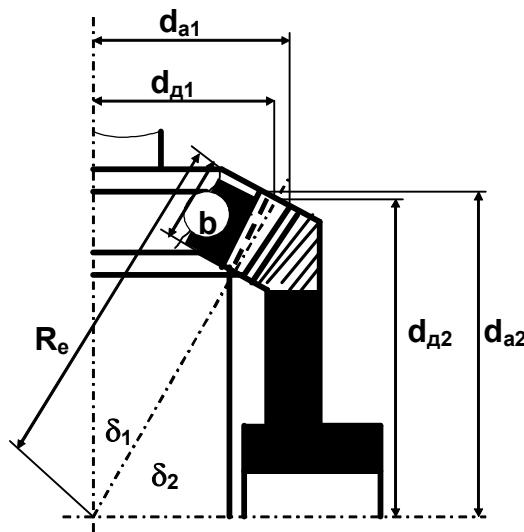
МПа

$$\sigma_{u1} := \sigma_{u2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

$$\sigma_{i1} = 761.661$$

МПа

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{kmax} := 2948$$

Нм

$$n_H := 3100$$

об

мин

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{d1n} = K^3 \sqrt{\frac{M_{kmax}}{I \psi_m}}$$

К - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

$$H < 350HB \quad K = 30$$

$$H > 45HRC \quad K = 22$$

$$K := 18$$

І - передаточное число конической пары

$$I = I_0 - \text{для одинарной главной передачи}$$

I_0 - передаточное число главной передачи

$$I_0 := 6.45$$

$$I = \sqrt{I_0}$$

- для двойной главной передачи

Введите $a = 1$ - для одинарной главной передачи

$a = 2$ - для двойной главной передачи

$$a := 2$$

$$I := \begin{cases} I_0 & \text{if } a = 1 \\ \sqrt{I_0} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$I = 2.54$$

ψ_H – коэффициент

$$\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I$$

$$\psi_H = 1.191$$

$$d_{d1p} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kmax}}{I \cdot \psi_H}}$$

$$d_{d1p} = 178.467$$

ММ

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{cp} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{d1p} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

$$V_{cp} = 0.894$$

$$\frac{M}{c}$$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$$V_{cp} < 5.0 \text{ м/с} - \text{не грубее 8}$$

$$V_{cp} < 5.1 \dots 10.0 \text{ м/с} - \text{не грубее 7.}$$

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{d1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{hv} K_{h\beta} M_{kmax}}{I \psi_H [\sigma_k]^2}}$$

K_{hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$$V_{cp} \text{ м/с} \quad 1,0 \quad 2,0 \quad 5,0 \quad 8,0 \quad 10,0$$

$$K_{hv} \quad 1,01 \quad 1,03 \quad 1,04 \quad 1,06 \quad 1,08 \quad - \text{степень точности 6}$$

$$K_{hv} \quad 1,01 \quad 1,03 \quad 1,05 \quad 1,08 \quad 1,10 \quad - \text{степень точности 7}$$

$$K_{hv} := 1.01$$

$K_{h\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{h\beta} = \sqrt{K_{h\beta_0}}$$

$$K_{h\beta} \geq 1.2$$

$K_{h\beta_0} = 1,44 \dots 1,48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{h\beta_0} := 1.45$$

$$K_{h\beta} := \sqrt{K_{h\beta_0}}$$

$$K_{h\beta} = 1.204$$

$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$ - допустимое контактное напряжение

$$(\sigma_k) := 1200$$

МПа

$$d_{d1} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{hv} \cdot K_{h\beta} \cdot M_{kmax}}{I \cdot \psi_H \cdot (\sigma_k)^2}}$$

$$d_{d1} = 154.638$$

ММ

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \arctan\left(\frac{1}{I}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.375$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 21.492$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e := \frac{d_{d1}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

$$R_e = 211.04$$

ММ

Ширина шестерни

$$b_{sh} := 0.285 \cdot R_e$$

$$b_{sh} = 60.146$$

ММ

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{SBH} \geq \frac{14K_{FV}K_{F\beta}M_{k\max}}{d_{d1}b_{sh}\psi_F[\sigma_u]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10м/с

$$K_{FV} := 1.01$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{H\beta 0}$$

$$K_{F\beta 1} = 1.369$$

$$K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

$$K_{F\beta} = 1.17$$

ψ_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I$$

$$\Psi_F = 0.929$$

$$(\sigma_u) := 750$$

МПа

$$m_{SBH} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{k\max} \cdot 1000}{d_{d1} \cdot b_{sh} \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_u)}$$

$$m_{SBH} = 7.523$$

ММ

7. Число зубьев колес

$Z_{1\min} = 5 \dots 7$ - для конических передач с круговым зубом

$$Z_1 := 12$$

$$Z_2 := Z_1 \cdot I$$

$$Z_2 = 30.476$$

Принимаем

$$Z_2 := 30$$

Внешний торцовый модуль

$$m_s := \frac{d_{d1}}{Z_1}$$

$$m_s = 12.886$$

ММ

Принимаем

$$m_s := 8$$

ММ

8. Фактическое передаточное число

$$I_\phi := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$I_\phi = 2.5$$

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{1p} := \arctan\left(\frac{1}{I_\phi}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.381$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

0

$$\delta_1 = 21.801$$

0

Принимаем

$$\delta_1 := 22$$

$$\delta_2 := 90 - \delta_1$$

$$\delta_2 = 68$$

$$\delta_{2p} := \frac{\delta_2 \cdot \pi}{180}$$

$$\delta_{2p} = 1.187$$

Делительные диаметры колес

$$d_{d1} := m_s \cdot Z_1$$

$$d_{d1} = 96$$

ММ

$$d_{d2} := m_s \cdot Z_2$$

$$d_{d2} = 240$$

ММ

Коэффициенты смещения

$$x_1 := 0.40$$

$$x_2 := 0.15$$

Внешние диаметры колес

$$d_{a1} := d_{d1} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{1p})$$

$$d_{a1} = 113.054$$

ММ

$$d_{a2} := d_{d2} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{2p})$$

$$d_{a2} = 245.652$$

ММ

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{k\max}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{d1} - b_{\text{ш}} \cdot \sin(\delta_{1p})$$

$$d_o = 73.662$$

ММ

$$P_1 := \frac{2 \cdot M_{k\max} \cdot 1000}{d_o}$$

$$P_1 = 8.004 \times 10^4$$

Н

о

Угол зацепления

$$\alpha := 20$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

о

Угол наклона спирали

$$\beta := 22$$

$$\beta_p := \beta \cdot \pi \cdot 10$$

Осевая сила

$$P_{x1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_p) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

$$P_{x1} = 1.082 \times 10^4$$

Н

Радиальная сила

$$P_{p1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_p) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

$$P_{p1} = 2.705 \times 10^4$$

Н

Колесо

Окружная сила

$$P_2 := P_1$$

Осевая сила

$$P_{x2} := P_{p1}$$

Радиальная сила

$$P_{p2} := P_{x1}$$

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_K := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kmax}}{I_\phi \cdot d_{d1}^3 \cdot \psi_H}}$$

$$\sigma_K = 742.511$$

МПа

$$\sigma_K < [\sigma_K] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{u2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{rmax} Y_{FS2}}{b_{w} d_{d2} m_s \psi_F} \leq [\sigma_u]$$

Для шестерни

$$\sigma_{u1} = \sigma_{u2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_u]$$

$$[\sigma_u] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$Y_{FS1} := 3.67$$

$$Y_{FS2} := 3.78$$

$$\sigma_{u2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_w \cdot d_{d2} \cdot m_s \cdot \psi_F}$$

$$\sigma_{u2} = 333.745$$

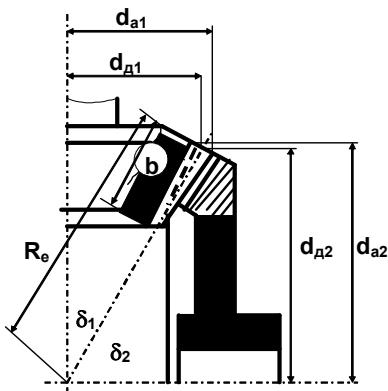
МПа

$$\sigma_{u1} := \sigma_{u2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

$$\sigma_{u1} = 324.033$$

МПа

РАСЧЕТ ГИПОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{k\max} := 2948$$

Нм

$$n_H := 3100$$

об

мин

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{d1\pi} = K_3 \sqrt{\frac{M_{k\max}}{I \psi_H}}$$

К - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

H < 350HB K = 30

H > 45HRC K = 22

$$K := 18$$

I - передаточное число конической пары

I = I₀ - для одинарной главной передачи

I₀ - передаточное число главной передачи

$$I_0 := 6.45$$

$$I := I_0$$

ψ_H – коэффициент

$$\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I$$

$$\psi_H = 1.778$$

$$d_{d1\pi} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k\max}}{I \cdot \psi_H}}$$

$$d_{d1\pi} = 114.461$$

ММ

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{cp} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{d1} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

$$V_{cp} = 0.573$$

$$\frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$$V_{cp} < 5.0 \text{ м/с} - \text{не грубее 8}$$

$$V_{cp} < 5.1 \dots 10.0 \text{ м/с} - \text{не грубее 7.}$$

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{d1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{hv} K_{h\beta} M_{kmax}}{I \psi_h [\sigma_k]^2}}$$

K_{hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$$V_{cp} \text{ м/с} \quad 1,0 \quad 2,0 \quad 5,0 \quad 8,0 \quad 10,0$$

$$K_{hv} \quad 1,01 \quad 1,03 \quad 1,04 \quad 1,06 \quad 1,08 \quad - \text{степень точности 6}$$

$$K_{hv} \quad 1,01 \quad 1,03 \quad 1,05 \quad 1,08 \quad 1,10 \quad - \text{степень точности 7}$$

$$K_{hv} := 1.01$$

$K_{h\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{h\beta} = \sqrt{K_{h\beta_0}}$$

$$K_{h\beta} \geq 1.2$$

$K_{h\beta_0} = 1,44 \dots 1,48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{h\beta_0} := 1.45$$

$$K_{h\beta} := \sqrt{K_{h\beta_0}}$$

$$K_{h\beta} = 1.204$$

$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$ - допустимое контактное напряжение

$$(\sigma_k) := 1200$$

МПа

$$d_{d1} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{hv} \cdot K_{h\beta} \cdot M_{kmax}}{I \cdot \psi_h \cdot (\sigma_k)^2}}$$

$$d_{d1} = 99.179$$

ММ

Примем гипоидное смещение равным

$$E := 32$$

ММ

$$K_r = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

	E, мм	β_1	β_2
ВАЗ	31,75	$51^\circ 17'$	$26^\circ 15'$
ГАЗ-3102	39,7	50°	$21^\circ 13'$
ГАЗ-13	42	$49^\circ 37'$	26°
ГАЗ-53А	32	$46^\circ 18'$	$34^\circ 04'$

ЗИЛ-133Г 36 45°02' 33°48'

Коэффициент гипоидного смещения

Примем

$$K_{\Gamma} := 1.25$$

Диаметр делительной внешней окружности гипоидной шестерни

$$d_{d1\Gamma} := d_{d1} \cdot K_{\Gamma}$$

$$d_{d1\Gamma} = 123.973$$

мм

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{1}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.154$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 8.813$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e := \frac{d_{d1}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

$$R_e = 323.672$$

мм

Ширина шестерни

$$b_{\text{ш}} := 0.285 \cdot R_e$$

$$b_{\text{ш}} = 92.247$$

мм

Ширина гипоидной шестерни

$$b_{\text{шГ}} := b_{\text{ш}} \cdot K_{\Gamma}$$

$$b_{\text{шГ}} = 115.308$$

мм

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{\text{SBB}} \geq \frac{14K_{FV}K_{F\beta}M_{k \max}}{d_{d1\Gamma}b_{\text{ш}}\psi_F[\sigma_u]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10м/с

$$K_{FV} := 1.01$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{H\beta 0}$$

$$K_{F\beta 1} = 1.369$$

$$K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

$$K_{F\beta} = 1.17$$

ψ_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I$$

$$\Psi_F = 1.36$$

$$(\sigma_i) := 750$$

МПа

$$m_{SBH} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{d_{d1\Gamma} \cdot b_{sh} \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_i)}$$

$$m_{SBH} = 4.183$$

ММ

7. Число зубьев колес

$Z_{1min} = 5 \dots 7$ - для конических передач с круговым зубом

$$Z_1 := 12$$

$$Z_2 := Z_1 \cdot I$$

$$Z_2 = 77.4$$

Принимаем

$$Z_2 := 30$$

Внешний торцовый модуль

$$m_s := \frac{d_{d1}}{Z_1}$$

$$m_s = 8.265$$

ММ

Принимаем

$$m_s := 8$$

ММ

8. Фактическое передаточное число

$$I_\phi := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$I_\phi = 2.5$$

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{1p} := \arctan\left(\frac{1}{I_\phi}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.381$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 21.801$$

о

Принимаем

$$\delta_1 := 22$$

$$\delta_2 := 90 - \delta_1$$

$$\delta_2 = 68$$

$$\delta_{2p} := \frac{\delta_2 \cdot \pi}{180}$$

$$\delta_{2p} = 1.187$$

Делительные диаметры колес

$$d_{d1} := m_s \cdot Z_1$$

$$d_{d1} = 96$$

мм

$$d_{d2} := m_s \cdot Z_2$$

$$d_{d2} = 240$$

мм

Коэффициенты смещения

$$x_1 := 0.40$$

$$x_2 := 0.15$$

Внешние диаметры колес

$$d_{a1} := d_{d1} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{1p})$$

$$d_{a1} = 113.054$$

мм

$$d_{a2} := d_{d2} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{2p})$$

$$d_{a2} = 245.652$$

мм

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{k\max}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{d1} - b_{\text{ш}} \cdot \sin(\delta_{1p})$$

$$d_o = 61.74$$

мм

$$P_1 := \frac{2 \cdot M_{k\max} \cdot 1000}{d_o}$$

$$P_1 = 9.55 \times 10^4$$

Н

о

Угол зацепления

$$\alpha := 20$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

о

Угол наклона спирали

$$\beta_1 := 22$$

$$\beta_{p1} := \frac{\beta_1 \cdot \pi}{180}$$

$$\beta_{p1} = 0.384$$

Осевая сила

$$P_{x1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_{p1}) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

$$P_{x1} = 4.975 \times 10^4$$

Н

Радиальная сила

$$P_{p1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_{p1}) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

$$P_{p1} = 2.048 \times 10^4$$

Н

Колесо

$$\cos\beta_{p2} := \frac{\cos(\beta_{p1})}{K_r}$$

$$\cos\beta_{p2} = 0.742$$

Угол наклона спирали

$$\beta_{p2} := \arccos(\cos\beta_{p2})$$

$$\beta_{p2} = 0.735$$

$$\beta_2 := \frac{\beta_{p2}}{\pi} \cdot 180$$

о

$$\beta_2 = 42.12$$

Окружная сила

$$P_2 := \frac{P_1 \cdot \cos(\beta_{p2})}{\cos(\beta_{p1})}$$

Осевая сила

$$P_2 = 7.64 \times 10^4$$

Н

$$P_{x2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \cos(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

$$P_{x2} = 6.063 \times 10^4$$

Н

Радиальная сила

$$P_{p2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \sin(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

$$P_{p2} = 7.809 \times 10^4$$

Н

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_K := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kmax}}{I_\phi \cdot d_{d1}^3 \cdot \psi_H}}$$

$$\sigma_K = 649.728$$

МПа

$$\sigma_K < [\sigma_K] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{u2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{rmax} Y_{FS2}}{b_{sh} d_{d2} m_s \psi_F} \leq [\sigma_u]$$

Для шестерни

$$\sigma_{u1} = \sigma_{u2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_u]$$

$$[\sigma_u] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$Y_{FS1} := 3.67$$

$$Y_{FS2} := 3.78$$

$$\sigma_{u2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_{sh} \cdot d_{d2} \cdot m_s \cdot \psi_F}$$

$$\sigma_{u2} = 148.758$$

МПа

$$\sigma_{u1} := \sigma_{u2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

$$\sigma_{u1} = 144.429$$

МПа

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

ВЕДУЩЕГО ВАЛА

Базовая долговечность подшипника определяется

$$L_6 = \left(\frac{C}{P_e} \right)^p$$

С - динамическая грузоподъемность подшипника

P_e - эквивалентная динамическая нагрузка

p - показатель степени, $p = 3,33$ - роликовый подшипник

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$p := 3.33$$

$$P_e = (x K_b P_p + y P_{xp}) K_6 K_t$$

P_p - радиальная нагрузка на подшипник

$$P_p := 2.705 \cdot 10^4$$

Н

P_x - осевая нагрузка на подшипник

$$P_x := 1.082 \cdot 10^4$$

Н

P_s - осевая составляющая другого подшипника

$$P_s = 0.83eP_p$$

e - параметр осевой нагрузки

$$e = 1.5 \operatorname{tg} \alpha \text{ - для конических роликоподшипников}$$

α - угол конуса подшипника

о

$$\alpha := 12$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

$$e := 1.5 \cdot \tan(\alpha_p)$$

$$e = 0.319$$

$$P_s := 0.83 \cdot e \cdot P_p$$

$$P_s = 7.158 \times 10^3$$

Н

Расчетная осевая нагрузка на подшипник

$$P_{xp} := P_x + P_s$$

$$P_{xp} = 1.798 \times 10^4$$

Н

$$P_{xp} := 1.082 \cdot 10^4$$

K_B - коэффициент вращающегося кольца

$K_B = 1,0$ - вращение внутреннего кольца

K_B - коэффициент безопасности

$$K_B = 1,3 \dots 1,5$$

K_T - температурный коэффициент

$$K_B := 1.0$$

$$K_B := 1.4$$

$$K_T := 1.0$$

x, y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

$$U := \frac{P_x}{P_p}$$

$$U = 0.4$$

$$x := \begin{cases} 1.0 & \text{if } U \leq e \\ \frac{0.4}{\tan(\alpha_p)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$x = 1.882$$

$$y := \begin{cases} 0 & \text{if } U \leq e \\ \frac{0.4}{\tan(\alpha_p)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$y = 1.882$$

Определим радиальную и осевую нагрузку на подшипник для всех передач

Передаточные числа коробки

$$I_{k1} := 7.442$$

$$I_{k2} := 4.125$$

$$I_{k3} := 2.295$$

$$I_{k4} := 1.473$$

$$I_{k5} := 1.0$$

Примечание - для 4-х ступенчатой КП ввести
на 5-ой передаче любое число,
отличное от нуля

1-я передача

$$P_{p1} := P_p$$

$$P_{p1} = 2.705 \times 10^4$$

Н

$$P_{xp1} := P_{xp}$$

$$P_{xp1} = 1.082 \times 10^4$$

Н

$$P_{p2} := P_p \cdot \frac{I_{k2}}{I_{k1}}$$

2-я передача

$$P_{p2} = 1.499 \times 10^4$$

Н

$$P_{xp2} := P_{xp} \cdot \frac{I_{k2}}{I_{k1}}$$

$$P_{xp2} = 5.997 \times 10^3$$

Н

3-я передача

$$P_{p3} := P_p \cdot \frac{I_{k3}}{I_{k1}}$$

$$P_{p3} = 8.342 \times 10^3$$

Н

$$P_{xp3} := P_{xp} \cdot \frac{I_{k3}}{I_{k1}}$$

$$P_{xp3} = 3.337 \times 10^3$$

Н

4-я передача

$$P_{p4} := P_p \cdot \frac{I_{K4}}{I_{K1}}$$

$$P_{p4} = 5.354 \times 10^3$$

Н

$$P_{xp4} := P_{xp} \cdot \frac{I_{K4}}{I_{K1}}$$

$$P_{xp4} = 2.142 \times 10^3$$

Н

5-я передача

$$P_{p5} := P_p \cdot \frac{I_{K5}}{I_{K1}}$$

$$P_{p5} = 3.635 \times 10^3$$

Н

$$P_{xp5} := P_{xp} \cdot \frac{I_{K5}}{I_{K1}}$$

$$P_{xp5} = 1.454 \times 10^3$$

Н

Эквивалентная динамическая нагрузка на различных передачах

$$P_{\vartheta 1} := (x \cdot K_B \cdot P_{p1} + y \cdot P_{xp1}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\vartheta 1} = 9.977 \times 10^4$$

Н

$$P_{\vartheta 2} := (x \cdot K_B \cdot P_{p2} + y \cdot P_{xp2}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\vartheta 2} = 5.53 \times 10^4$$

Н

$$P_{\vartheta 3} := (x \cdot K_B \cdot P_{p3} + y \cdot P_{xp3}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\vartheta 3} = 3.077 \times 10^4$$

Н

$$P_{\vartheta 4} := (x \cdot K_B \cdot P_{p4} + y \cdot P_{xp4}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\vartheta 4} = 1.975 \times 10^4$$

Н

$$P_{\vartheta 5} := (x \cdot K_B \cdot P_{p5} + y \cdot P_{xp5}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\vartheta 5} = 1.341 \times 10^4$$

Н

Средняя эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{\vartheta} = \sqrt{\frac{P_{\vartheta 1}^p L_1 + P_{\vartheta 2}^p L_2 + P_{\vartheta 3}^p L_3 + P_{\vartheta 4}^p L_4 + P_{\vartheta 5}^p L_5}{L}}$$

L, L_1, L_2 и т.д. - число циклов работы общее, на первой, второй и т.д. передачах

$$L_1 = \frac{S_1 I_0}{2\pi R \cdot 10^3}$$

S - пробег автомобиля на одной передаче

$$S_1 = S_{kp} K_{p1}$$

S_{kp} - пробег до капитального ремонта

$S_{kp} = 100 \dots 125$ тыс.км - легковые автомобили малого класса

$S_{kp} = 125 \dots 150$ тыс.км - легковые автомобили среднего класса

$S_{kp} = 200 \dots 250$ тыс.км - легковые представительского класса

$S_{kp} = 250 \dots 500$ тыс.км - грузовые автомобили

K_p - доля пробега на одной передаче

$$S_{kp} := 300000$$

км

4-х ступенчатая КП 5-и ступенчатая КП

$$K_{p1} = 0,01 \quad K_{p1} = 0,01$$

$$K_{p2} = 0,04 \quad K_{p2} = 0,03$$

$$K_{p3} = 0,20 \quad K_{p3} = 0,06$$

$$K_{p4} = 0,75 \quad K_{p4} = 0,15$$

$$K_{p5} = 0,75$$

легковые
автомобили

4-х ступенчатая КП 5-и ступенчатая КП

$$K_{p1} = 0,01 \quad K_{p1} = 0,006$$

$$K_{p2} = 0,03 \quad K_{p2} = 0,018$$

$$K_{p3} = 0,14 \quad K_{p3} = 0,076$$

$$K_{p4} = 0,82 \quad K_{p4} = 0,20$$

$$K_{p5} = 0,69$$

грузовые
автомобили

$$K_{p1} := 0.006$$

$$K_{p2} := 0.018$$

$$K_{p3} := 0.076$$

$$K_{p4} := 0.2$$

$$K_{p5} := 0.69$$

Примечание - для 4-х ступенчатой КП
ввести $K_{p5} = 0$

$$S_1 := S_{kp} \cdot K_{p1}$$

$$S_1 = 1.8 \times 10^3$$

км

$$S_2 := S_{kp} \cdot K_{p2}$$

$$S_2 = 5.4 \times 10^3$$

КМ

$$S_3 := S_{kp} \cdot K_{\pi 3}$$

$$S_3 = 2.28 \times 10^4$$

КМ

$$S_4 := S_{kp} \cdot K_{\pi 4}$$

$$S_4 = 6 \times 10^4$$

КМ

$$S_5 := S_{kp} \cdot K_{\pi 5}$$

$$S_5 = 2.07 \times 10^5$$

КМ

R_3 - радиус качения ведущего колеса

$$R_3 := 0.480$$

м

I_1 - передаточное число части трансмиссии от вала, на котором

установлен подшипник, до оси колеса

$$I_0 := 6.45$$

$$L_1 := \frac{S_1 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_1 = 3.85$$

млн об

$$L_2 := \frac{S_2 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_2 = 11.549$$

млн об

$$L_3 := \frac{S_3 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_3 = 48.761$$

млн об

$$L_4 := \frac{S_4 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_4 = 128.319$$

млн об

$$L_5 := \frac{S_5 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_5 = 442.699$$

млн об

$$L := L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L = 635.177$$

млн об

$$L := L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L = 635.177$$

$$P_3 := \left(\frac{P_{31}^p \cdot L_1 + P_{32}^p \cdot L_2 + P_{33}^p \cdot L_3 + P_{34}^p \cdot L_4 + P_{35}^p \cdot L_5}{L} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$P_3 = 2.639 \times 10^4$$

Н

Динамическая грузоподъемность подшипников

$$C := \frac{P_3 \cdot L^p}{10^3}$$

$$C = 183.269$$

кН

Выбираем подшипник 7313A

1.7.3 Результаты и выводы:

Изучить методику расчета карданной и главной передачи.