

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Политехнический институт (филиал) УрФУ в г.Каменске-Уральском
Кафедра прикладной механики и основ проектирования

Оценка проекта _____
Члены комиссии: _____

ПРОЕКТ ПО МОДУЛЮ
«Основы проектирования машин»

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА
Пояснительная записка

Руководитель _____
Студент _____
Группа _____

Исходные данные: полезная сила , передаваемая лентой транспортера
 $P = \dots$ кН, скорость ленты $V = \dots$ м/с диаметр приводного барабана $D = \dots$ мм, режим работы – средний нормальный, время работы передачи - $t_x = 10000$ ч, коническая передача – с круговыми зубьями, цилиндрическая передача – с косыми зубьями, нагрузка реверсивная.

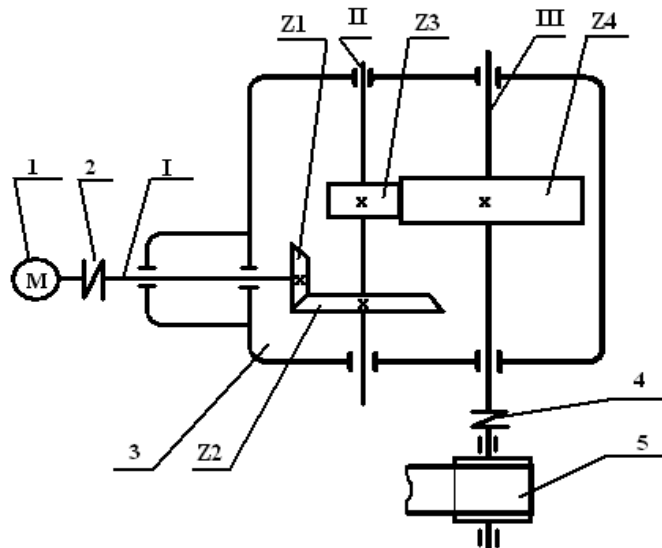


Рис. 1 Схема привода конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – упругая муфта; 3- редуктор (1,2,3,4 – зубчатые конические и цилиндрические колеса; 1,2 , 3- валы редуктора: ведущий, промежуточный, тихоходный); 4 – муфта; 5 – барабан.

1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА

Требуемая мощность электродвигателя [1, с. 23]

$$P_{\text{тр}} = \frac{F * v}{\eta_o}$$

где v , $\text{м} * \text{с}^{-1}$, F , кН, $P_{\text{тр}}$, кВт, η_o - КПД привода

$$\eta_o = \eta_k * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{п}}^4,$$

$\eta_k = 0,96$ – КПД конической зубчатой передачи;

$\eta_{\text{ц}} = 0,96$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи;

$\eta_{\text{п}} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения;

$$\eta_o = \dots;$$

.....

$$P_{\text{тр}} = \frac{\dots}{\dots} = \dots$$

.....

Частота вращения тихоходного вала редуктора равна частоте вращения вала барабана.

$$n_{ш} = n_{\delta} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi \cdot D_{\delta}} = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А [1, табл. 2.2] с ближайшей большей к $P_{тр}$ мощностью.

Из трех электродвигателей с мощностью $P_{э} = \dots\dots\dots$ кВт, для которых выполняется условие $n_c < n_{i \max}$, выбираем электродвигатель $\dots\dots\dots$ со средним значением

$n_c = \dots\dots\dots$ об/мин, скольжением $S = \dots\dots\dots\%$ и с диаметром вала электродвигателя $d_1 = \dots\dots\dots$ мм.

Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = n_c(1 - S) = \dots\dots\dots$ об/мин.

Требуемое передаточное отношение редуктора

$$U_{тр} = \frac{n_1}{n_{ш}} = \dots\dots\dots$$

Округляем вычисленное значение $U_{тр}$ до ближайшего стандартного по ГОСТ 2185-66 [2, табл. 11] и распределяем его между ступенями редуктора (табл. 1).

$$U_p = \dots\dots\dots; \quad U_6 = U_1 = \dots\dots\dots \quad U_7 = U_2 = \dots\dots\dots$$

Частота вращения валов

$$n_1 = \dots\dots\dots \text{об/мин}$$

$$n_{11} = n_1 / U_1 = \dots\dots\dots \text{об/мин}$$

$$n_{111} = n_{11} / U_1 = \dots\dots\dots \text{об/мин.}$$

Мощности и крутящие моменты, передаваемые валами,

$$P_1 = P_{тр} \cdot \eta_{п} = \dots\dots\dots \text{кВт};$$

$$P_{11} = P_{тр} \cdot \eta_{к} \cdot \eta_{п}^2 = \dots\dots\dots \text{кВт};$$

$$P_{111} = P_{тр} \cdot \eta_{к} \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{п}^3 = \dots\dots\dots \text{кВт};$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = \dots\dots\dots \text{Нм}$$

$$T_{11} = 9550 \frac{P_{11}}{n_{11}} = \dots\dots\dots \text{Нм}$$

$$T_{111} = 9550 \frac{P_{111}}{n_{111}} = \dots\dots\dots \text{Нм.}$$

2. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ

2.1. Выбор материалов и допускаемые напряжения.

Диаметры заготовок для шестерни и колеса [3, табл. 2]

$$d_{31} = 24 \sqrt[3]{T_1 / U_1} = \dots\dots\dots$$

$$d_{32} = d_{31} \cdot U_1 = \dots\dots\dots$$

Находим размер характерного сечения заготовки S_c из условия, что при $d_{3j} \leq 200$ мм $S_{cj} = 0.5 d_{3j}$, а при $d_{3j} > 200$ мм

$$S_{cj} = 1.2 (1 + U_1) \sqrt[3]{T_1 / U_1} \\ S_{c1} = 0.5 d_{31} = \dots\dots\dots;$$

$$S_{c2} = 1.2 (1 + U_1) \sqrt[3]{T_1 / U_1} = 1 \dots\dots\dots$$

Используя рекомендации работ [1], [3], при известных значениях S_{cj} выбираем для шестерни сталь 40ХН с поверхностной закалкой зубьев ТБЧ, а для колеса - сталь 45. Их механические характеристики определяем по табл. 1 [3]. Для шестерни твердость поверхности зуба $HRC_1^H - 48 \dots 53$ ($HRC_{1cp} 50,5$), Сердцевина зуба $HB_1 - 269 \dots 302$; для колеса принимаем вид термообработки – улучшение, тогда $HB_2 - 269 \dots 302$ ($HB_{2cp} 285,5$).

Допускаемые контактные напряжения [3, с. 5]

$$\sigma_{Hj} = \frac{\sigma_H \cdot \lim b_j}{S_{Hj}} \cdot K_{HLj}, \quad (1)$$

где $j = 1$ для шестерни и $j = 2$ для колеса, $\sigma_H \cdot \lim b_j$ - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, определяется в зависимости от марки стали и ее химико-термической обработки по табл. 2 [3, с. 8]; K_{HLj} – коэффициент долговечности; $S_H = 1,1$ для колес с однородной структурой материала,

$S_H = 1,2$ при поверхностном упрочнении зубьев [4, табл. 2,5].

Для шестерни $S_{H1} = 1,2$; для колеса $S_{H1} = 1,1$.

Предел контактной выносливости для шестерни

$$\sigma_H \cdot \lim b_1 = 17 HRC_1^H + 200 = \dots\dots\dots$$

для колеса

$$\sigma_H \cdot \lim b_2 = 2 HB_{2cp} + 70 = \dots\dots\dots$$

Коэффициент долговечности равен [4, с. 38]

$$K_{HLj} = \sqrt[6]{N_{jno} / N_{не j}} \geq 1,$$

Где $N_{не j}$ – эквивалентное число циклов напряжений;

N_{hoj} – базовое число циклов, определяемое в зависимости от твердости по Бринеллю или Роквеллу,

$$N_{ho} = 30(HB)^{2,4} \cong 340 (HRC)^{3,15} + 8 \cdot 10^6$$

При $HRC > 56$ принимают $N_{ho} = 1,2 \cdot 10^8$

$$N_{ho1} = 340 (HRC_{1cp})^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = \dots\dots\dots$$

$$N_{ho2} = 30 (HB_{2cp})^{2,4} = \dots\dots\dots$$

Величина N_{hej} определяется по формуле

$$N_{hej} = N_{\Sigma j} \cdot K_{he},$$

Где K_{he} – коэффициент приведения переменного режима работы к постоянному, определяется в зависимости от заданного режима работы по табл. 3 [3, табл. 4] $K_{he} = 0,18$;

$N_{\Sigma j}$ = суммарное число циклов напряжений, $N_{\Sigma j} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_j$

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_1 = \dots\dots\dots$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_2 = \dots\dots\dots$$

$$N_{he1} = N_{\Sigma 1} \cdot K_{he} = \dots\dots\dots$$

$$N_{he2} = N_{\Sigma 2} \cdot K_{he} = \dots\dots\dots$$

При $N_{hej} \geq N_{hoj}$ принимают $K_{HLj} = 1$. Таким образом ,

$$K_{HLj} = K_{HL2j} = 1.$$

Определяем

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_H \cdot \lim b_1}{S_{H1}} \cdot K_{HL1} = \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_H \cdot \lim b_2}{S_{H2}} \cdot K_{HL2} = \dots\dots\dots$$

В случае расчета прямозубых передач допускаемое контактное напряжение δ_{HP} принимается равным $\delta_{HPj \min}$, т.е. минимальному из двух значений, вычисленных по формуле (1). При расчете конических колес с круговыми зубьями δ_{HP} выбирается как наименьшее из двух, получаемых по формулам

[3, с. 15]

$$\sigma_{HP} = 0,45 (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = \dots\dots\dots;$$

$$\sigma_{HP} = 1,15 \sigma_{HPj \min} = 1,15 \cdot \sigma_{HP2} = \dots\dots\dots$$

Окончательно принимаем $\sigma_{HP} = \dots\dots$ Мпа.

Допускаемые напряжения изгиба [3, с. 18]

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_F \cdot \lim b_j}{S_{Fj}} \cdot K_{FLj} \cdot K_{FCj}, \quad (2)$$

Где $\sigma_{F \lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, определяется в зависимости от марки стали и ее химико-термической обработки по табл. 4 [3, с.16];

S_F - коэффициент безопасности, $S_F = 1,65 S_{F'}$, где $S_{F'}$ – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса (для поковок и штамповок $S_{F'} = 1$, для проката $S_{F'} = 1,15$; для литых заготовок $S_{F'} = 1,3$);

K_{FL} – коэффициент долговечности; K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. При нереверсивной (односторонней) нагрузке [3, с. 15] $K_{FC} = 1$. При реверсивной симметричной нагрузке

$K_{FC} = 1 - \gamma_{FC}$, где γ_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние химико-термической обработки по табл. [3, табл. 5].

Для шестерни $\sigma_{F \lim b1} = \dots\dots\dots$ МПа.

$$S_{F1} = 1,65 * S_{F1'} = 1,65 * 1,15 = 1,9;$$

$$K_{FC1} = 1 - \gamma_{FC1} = 1 - 0,25 = 0,75.$$

Для колеса

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,35 HB_{2 \text{ ср}} + 100 = \dots\dots\dots$$

$$S_{F2} = 1,65 * S_{F2'} = \dots\dots\dots$$

$$K_{FC2} = 1 - \gamma_{FC2} = 1 - 0,35 = 0,65.$$

Коэффициент долговечности K_{FLj} равен [3, с. 17]

$$K_{FLj} = \sqrt[m_{Fj}]{N_{FO} / N_{FEj}} \geq 1,$$

$$m_F = 6 \text{ HB} \leq 350 \text{ и } m_F = 9 \text{ HB} > 350.$$

N_{FO} - базовое число циклов напряжений, равное $4 * 10^6$

N_{FE} - эквивалентное число циклов напряжений, определяемое по формуле

$N_{FEj} = N_{\Sigma j} * K_{FEj}$, где K_{FEj} - коэффициент приведения переменного режима работы к постоянному.

Для типовых режимов определяется по табл. 3 [3, с. 11].

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} * K_{FE1} = \dots\dots\dots$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} * K_{FE2} = \dots\dots\dots$$

При $N_{FEj} \geq N_{FOj}$ принимают $K_{FLj} = 1$, таким образом,

$$K_{FL1} = K_{FL2} = 1.$$

Определяем σ_{FPj} по формуле (2).

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_F \lim b_1}{S_{F1}} * K_{FL1} * K_{FC1} = \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_F \lim b_2}{S_{F2}} * K_{FL2} * K_{FC2} = \dots\dots\dots$$

2.2 Определение геометрических размеров передачи

При проектном расчете конической зубчатой передачи в качестве ее основного геометрического параметра определяют ориентировочно внешний делительный диаметр колеса из условия обеспечения контактной выносливости рабочего профиля зуба колеса по формуле [5, с. 1]

$$d_{e2}' = 980^3 \sqrt{(T_1 * K_H' * U_1^2) / ((1 - 0.5\psi_{BR}')^2 * \psi_{BR}' * \sigma_{HP}^2 * \theta_H)}, \quad (3)$$

где ψ_{BR}' - коэффициент ширины зубчатого венца, который рекомендуется принимать 0,25 ... 0,3 [1], [5]. Предварительно принимают $\psi_{BR}' = 0,285$;
 K_H' - ориентировочное значение коэффициента нагрузки;
 θ_H - коэффициент, учитывающий вид конической передачи.

Величину θ_H для конических колес с прямыми зубьями принимают равной $\theta_H = 0,85$; для колес с круговыми зубьями по табл. 5.

$$\theta_H = 1,13 + 0,13 U_1 = 1,13 + 0,13 * 2,8 = 1,49.$$

Коэффициент нагрузки определяют по формуле

$$K_H' = K_{H\alpha}' * K_{H\beta} * K_{Hv}' = \dots\dots\dots$$

Где $K_{H\alpha}'$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

K_{Hv}' - коэффициент внутренней динамической нагрузки.

Для прямозубых передач $K_{H\alpha}' = 1$, $K_{Hv}' = 1,09$ при $n \leq 2000$ об/мин; $K_{Hv}' = 1,14$;
 при $n > 2000$ об/мин

Для не прямозубых передач $K_{H\alpha}' = 1,1$; $K_{Hv}' = 1,04$ при $n \leq 2000$ об/мин; $K_{Hv}' = 1,06$;
 при $n > 2000$ об/мин

Принимаем $K_{H\alpha}' = 1,1$; $K_{Hv}' = 1,04$.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ (коэффициент равномерности распределения нагрузки по длине зуба) для прямозубых передач

$$K_{H\beta} = 1 + \gamma_T C_p (\psi_{BE})^{4/3}$$

Где $\psi_{BE} = \psi_{br}' U / (2 - \psi_{br}')$;

C_p - коэффициент, учитывающий схему передачи, определяется по табл. 6;

γ_T - коэффициент, учитывающий твердость зубьев передачи, определяется по табл. 7.

Для передач с круговым зубом при $HV_{j \min} \leq 350$ принимают $K_{H\beta} = 1$,

При $HV_{j \min} > 350$ коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле

$$K_{H\beta} = \sqrt{1 + 5 C_p (\psi_{BE})^{4/3}}$$

Определяем d_{e2}' по формуле (3)

$$d_{e2}' = \dots\dots\dots$$

Полученное значение d_{e2}' округляем по ГОСТ 12289-76 (табл.8) [1, с. 51],

$$d_{e2}' = 22,5 \text{ мм.}$$

Ориентировочно определяем число зубьев колеса [5, с.4]

$$Z_2' = k * \sqrt[6]{d_{e2}'} * (U)^{0.4}$$

где k – коэффициент, учитывающий твердость зубьев, определяется по табл. 5

[1, табл. 4.18], $k=14$;

$$Z_2' = \dots\dots\dots$$

Проверяют выполненные условия [5, с. 4]

$$Z_2' \leq Z_{2 \min} = (70 * U_1) / (\sqrt{U_1^2 + 1}) = \dots\dots\dots$$

Если это условие не выполняется, принимают $Z_2' = Z_{2 \max}$

Число зубьев шестерни

$$Z_1' = Z_2' / U_1 = \dots\dots\dots$$

Округляем Z_1' до ближайшего целого числа $z_1 = \dots\dots\dots$ Уточняем число зубьев колеса

$Z_2' = Z_1' U_1 = \dots\dots\dots$ и округляем до ближайшего целого $Z_2 = \dots\dots\dots$

Вычисляем с точностью до четвертого знака после запятой фактическое значение передаточного числа $U_{1\phi} = Z_2 / Z_1 = \dots\dots\dots$, его отличие от номинального передаточного числа равно

$$\Delta U = \frac{|U_1 - U_{1\phi}|}{U_1} * 100\% = \frac{|\dots\dots\dots|}{\dots\dots\dots} * 100\% = \dots\dots\dots$$

Если $\Delta U > 3\%$, при $U_{1\phi} > U_1$ уменьшают Z_2 на единицу, при $U_{1\phi} < U_1$ увеличивают Z_2 на единицу и снова вычисляют $U_{1\phi}$.

Определяем углы делительных конусов с точностью не ниже $10''$ [5, с.5].

$$\delta_2 = \arctg U_{1\phi} = \dots\dots\dots;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = \dots\dots\dots$$

Для выравнивания удельных скольжений в зацеплении шестерню рекомендуется выполнять с положительным радиальным смещением, а колесо с равным ему по абсолютной величине отрицательным смещением [5, с.5]

$$x_1 = -x_2 = 2 \frac{U_{1\phi}^2 - 1}{U_{1\phi}^2} \sqrt{\cos^3 \beta_m / z_1} = \dots\dots\dots$$

Здесь β_m - угол наклона зуба. При круговых зубьях преимущественно применяют $\beta_m = 35^\circ$ [1], [5]; а при тангенциальных $20...30^\circ$, обычно угол β_m выбирают кратным 5° .

Находим внешний окружной модуль [5, с.5]

$$m_e' = d_{e2} / z_2$$

Для колес с круговыми зубьями m_e' в этой формуле заменяют на m_{te}'

$$m_{te}' = d_{e2} / z_2 = \dots\dots\dots$$

Внешний окружной модуль можно не округлять до стандартного значения по ГОСТ 9563-80, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными модулями из определенного непрерывного интервала значений.

Определяем внешнее конусное расстояние [5, с.5]

$$R_e' = 0.5 m_{te}' \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \dots\dots\dots$$

Ширина шестерни и колеса

$$b_1' = b_2' = \psi_{br}' * R_e' = \dots\dots\dots$$

Округляем b_1' и b_2' до ближайшего значения из ряда Ra40 [1, с. 127] по табл.9; $b_1 = b_2 = \dots\dots$ мм.

Уточняем значения R_e и m_{te} (m_e), точность вычислений m_{te} и m_e не ниже 0,0001.

$$R_e = b_1 / \psi_{br}' = \dots\dots\dots$$

$$m_{te} = \frac{2 R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots$$

Находим $d_{e2\Phi}$

$$d_{e2\Phi} = z_2 * m_{te} = \dots\dots\dots$$

Уточняем значение коэффициента ширины зубчатого венца

$$\psi_{br}' = b_2 / R_e = \dots\dots\dots$$

Определяем средний диаметр шестерни

$$d_{m1} = d_{e2\Phi} (1 - 0,5 \psi_{br}') / U_{1\Phi} = \frac{\dots\dots\dots}{\dots\dots\dots} = \dots\dots\dots$$

Вычисляем окружную скорость на среднем диаметре

$$V = \pi d_{m1} n_1 / (6 * 10^4) = \dots\dots\dots$$

Степень точности конических передач определяет по формулам [5, с.6]

$$n_{ст} = 9,24 - 0,526v + 0,023v^2 \text{ при } \beta_m = 0,$$

$$n_{ст} = 9 - 0,13v + 0,012v^2 \text{ при } \beta_m = 35^\circ.$$

Ориентировочно находим степень точности передачи

$n_{ст}' = \dots\dots\dots$

Округляем $n_{ст}'$ до ближайшего меньшего целого значения, получили $n_{ст} = \dots\dots\dots$

2.3. Проверочный расчет передачи.

Определяем контактные напряжения [5, с.6]

$$\sigma_H = 10846 / (Re - 0.5 b_1) \sqrt{T_1 (U_{1\Phi}^2 + 1)^{1.5} K_H / (b_1 * U_{1\Phi} * \theta_H)} \leq \sigma_{Hр} \quad (4)$$

где $K_H = K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{Hv}$

$K_{H\alpha} = 1$ для прямозубых. А для передач с круговыми зубьями [6]

$$K_{H\alpha} = 1 + 2,1 * 10^{-6} * n_{ст}^4 * v + 0.02(n_{ст} - 6)^{1.35} = 1 + 2,1 * 10^{-6} * 8^4 * 3.52 + 0.02(8 - 6)^{1.35} = 1.081;$$

K_{Hv} - определяем по табл. 10, $K_{Hv} = 1,035$;

$$K_H = 1,081 * 1 * 1,035 = 1,119.$$

Вычисляем σ_H по формуле (4)

$$\sigma_H = \dots\dots\dots$$

Определяем ΔH

$$\Delta H = \frac{\sigma_{Hр} - \sigma_H}{\sigma_H} * 100\% = \dots\dots\dots$$

Допускаются превышения напряжений σ_H над $\sigma_{Hр}$ не более чем на 5%.

Если это условие не выполняется, то выбирают ближайшее стандартное значение d_{e2} и повторяют расчет. Если $\Delta H > 20\%$, то выбирают ближайшее меньшее стандартное значение d_{e2} .

Проверяют зубья шестерни и колеса на выносливость по напряжениям изгиба, используя формулы [5, с.7]

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 * Y_{F1}' * K_F * T_1 * U_{1\Phi}}{d_{e2\Phi} * b_1 * m_{te} * \theta_F * (1 - 0.5 \psi_{BR})^2} \leq \sigma_{FP1}; \quad (5)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} * Y_{F2}' / Y_{F1}' \leq \sigma_{FP2},$$

где $\theta_F = 0,85$ для прямозубых колес, для колес с круговыми зубьями θ_F принимают по табл.5.

$$\theta_F = 0,85 + 0,043 U_{1\Phi} = \dots\dots\dots$$

Коэффициент нагрузки определяется по формуле [5, с. 7]

$$K_F = K_{F\alpha} * K_{F\beta} * K_{Fv} = \dots\dots\dots,$$

Где $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых колес, а для колес с круговыми зубьями определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\alpha - 1) (n_{ст} - 5)] / (4\varepsilon_\alpha) = \dots\dots\dots,$$

Где ε_α - коэффициент перекрытия для передач с круговыми зубьями $\varepsilon_\alpha \cong 1,3$;

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1) = \dots\dots\dots;$$

K_{Fv} находим по выражению

$$K_{Fv} = 1 + \delta_F (K_{Hv} - 1) / \delta_H = \dots\dots\dots;$$

Где δ_H и δ_F - коэффициенты, учитывающие влияние вида зубчатой передачи и модификацию профиля головок зубьев [4, с. 37], (табл. 11), $\delta_H = 0,002$;

$$\delta_F = 0,006.$$

Коэффициент формы зуба

$$Y_{F1} = 4.3 \left(1 - \frac{2.8 x_j + 0.93}{Z_{jv}} + \frac{112x_j^2 - 154 x_j + 71}{Z_{jv}^2} \right),$$

где Z_{jv} - эквивалентное число зубьев, определяется по формуле

$$Z_{jv} = Z_j / (\cos \delta_j * \cos^3 \beta_m)$$

$$Z_{1v} = Z_1 / (\cos \delta_1 * \cos^3 \beta_m) = \dots\dots\dots$$

$$Z_{2v} = Z_2 / (\cos \delta_2 * \cos^3 \beta_m) = \dots\dots\dots$$

$$Y_{F1} = \dots\dots\dots$$

$$Y_{F2} = \dots\dots\dots$$

Определяем σ_{F1} по формуле (5)

$$\sigma_{F1} \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{F2} = \dots\dots\dots$$

.

$$\sigma_{FP1} - \sigma_{F1}$$

$$\Delta F_1 = \frac{\sigma_{FP1}}{\sigma_{FP1}} * 100\% = \dots\dots\dots$$

$$\Delta F_2 = \frac{\sigma_{FP2} - \sigma_{F2}}{\sigma_{FP2}} * 100\% = \dots\dots\dots$$

Допускается превышение напряжений σ_{Fj} над σ_{FPj} не более чем на 5% .
Если это условие не выполняется, то уменьшают z_1 на единицу и повторяют расчет

2.4. Определение геометрических размеров зубчатых колес.

Диаметр внешней делительной окружности шестерни и колеса с точностью до 0,001 мм.

$$d_{e1} = z_1 * m_{te} = \dots\dots\dots$$

$$d_{e2} = z_2 * m_{te} = \dots\dots\dots$$

Внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_1) * m_{te} * \cos \delta_1 * \cos \beta_m = \dots\dots\dots$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_2) * m_{te} * \cos \delta_2 * \cos \beta_m = \dots\dots\dots$$

Внешние высоты головок и ножек зубьев

$$h_{ae1} = (1 + x_1) * m_{te} * \cos \beta_m = \dots\dots\dots$$

$$h_{ae2} = (1 + x_2) * m_{te} * \cos \beta_m = \dots\dots\dots;$$

$$n_{fe1} = (1,2 - x_1) * m_{te} * \cos \beta_m = \dots\dots\dots$$

$$n_{fe2} = (1,2 - x_2) * m_{te} * \cos \beta_m = \dots\dots\dots$$

2.5 Определение сил в конической зубчатой передаче

Окружная сила на среднем диаметре

$$F_{t1} = \frac{2T_1 * 10^3}{d_{m1}} = \dots\dots\dots$$

Для прямозубой передачи:

$$\text{Осевая сила } F_{a1} = F_{t1} * \operatorname{tg} \alpha * \sin \delta_1 ,$$

$$\text{радиальная сила } F_{r1} = F_{t1} * \operatorname{tg} \alpha * \cos \delta_1 .$$

Для передачи с круговыми зубьями осевая сила на шестерне при совпадении направления ее вращения с направлением наклона зуба шестерни определяется

$$F_{a1} = F_{t1} (0.44 \sin \delta_1 + 0.7 \cos \delta_1) = \dots\dots\dots$$

При противоположном направлении ее вращения

$$F_{a1}' = F_{t1} (0.44 \sin \delta_1 - 0.7 \cos \delta_1) =$$

-

Радиальная сила на шестерне для первого случая

$$F_{r1} = F_{t1} (0.44 \cos \delta_1 - 0.7 \sin \delta_1) =$$

-

Для второго случая

$$F_{r1}' = F_{t1} (0.44 \cos \delta_1 + 0.7 \sin \delta_1) =$$

Осевая и радиальная силы на колесе соответственно равны

$$F_{a2} = F_{r1} = \dots\dots\dots,$$

$$F_{r2} = F_{a1} = \dots\dots\dots,$$

либо

$$F_{a2}' = F_{r1}' = \dots\dots\dots,$$

$$F_{r2}' = F_{a1}' = - \dots\dots\dots$$

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

3.1. Выбор материалов и допускаемые напряжения

Диаметры заготовок для шестерни и колеса косозубой передачи

$$d_{33} = 24 \cdot \sqrt[3]{T_{11} / U_2} = \dots\dots\dots;$$

$$d_{34} = d_{33} \cdot U_2 = \dots\dots\dots$$

Размеры характерных сечений заготовок

$$S_{c3} = d_{33} \cdot U_2 = \dots\dots\dots$$

$$S_{c3} = 1,2(1 + U_2) \cdot \sqrt[3]{T_{11} / U_2} = \dots\dots\dots$$

Для колес тихоходной передачи выбираем такие же материалы, как и для колес быстроходной передачи (см. п. 2.1).

В этом случае при расчете допускаемых контактных напряжений по формуле (1):

Для шестерни:

$$\sigma_{H \lim b3} = \sigma_{H \lim b1} = \dots\dots\dots;$$

$$S_{H3} = S_{H1} = 1,2;$$

$$N_{HO3} = N_{HO1} = \dots\dots\dots$$

Для колеса:

$$\sigma_{H \lim b4} = \sigma_{H \lim b2} \cdot \dots\dots\dots;$$

$$S_{H4} = S_{H2} = 1,1;$$

$$N_{HO4} = N_{HO2} = \dots\dots\dots$$

Определяем эквивалентное число циклов напряжений

$$N_{Hej} = N_{\Sigma j} \cdot K_{HE}$$

Где $K_{HE} = 0,18$ (см. п. 2.1).

$$N_{\Sigma j} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_j ;$$

$$N_{\Sigma 3} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_{11} = \dots\dots\dots;$$

$$N_{\Sigma 4} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_{111} = \dots\dots\dots;$$

$$N_{HE3} = N_{\Sigma 3} * K_{HE} = \dots\dots\dots;$$

$$N_{HE4} = N_{\Sigma 4} * K_{HE} = \dots\dots\dots$$

Находим коэффициент долговечности

$$K_{HL3} = \sqrt[6]{N_{HO3} / N_{HE4}} = \dots\dots\dots;$$

$$K_{HL4} = \sqrt[6]{N_{HO4} / N_{HE4}} = \dots\dots\dots$$

Определяем допускаемые контактные напряжения

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{H \text{ lim b3}}}{S_{H3}} * K_{HL3} = \dots\dots\dots,$$

$$\sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{H * \text{ lim b4}}}{S_{H4}} * K_{HL4} = \dots\dots\dots$$

В случае расчета прямозубых передач допускаемое контактное напряжение σ_{HP} принимается равным σ_{HPmin} , т.е. минимальным из двух значений. При расчете косозубых и шевронных передач σ_{HP} выбирается как наименьшее из двух, получаемых по формулам.

$$\sigma_{HP} = 0,45 (\sigma_{HP3} + \sigma_{HP4}) = \dots\dots\dots;$$

$$\sigma_{HP} = 1,23 * \sigma_{HPmin} = 1,23 * \sigma_{HP4} = \dots\dots\dots$$

Выбираем наименьшее из полученных значений $\sigma_{HP} = \dots\dots\dots$
 При расчете допускаемых напряжений изгиба по формуле (2):

Для шестерни:

$$\sigma_{F \text{ lim b3}} = \sigma_{F \text{ lim b1}} = \dots\dots\dots;$$

$$S_{F3} = S_{F1} = \dots\dots\dots;$$

$$K_{FC3} = K_{FC1} = \dots\dots\dots;$$

$$K_{FE3} = K_{FE1} = \dots\dots\dots;$$

Для колеса:

$$\sigma_{F \text{ lim b4}} = \sigma_{F \text{ lim b2}} = \dots\dots\dots;$$

$$S_{F4} = S_{F2} = \dots\dots\dots;$$

$$K_{FC4} = K_{FC2} = \dots\dots\dots;$$

$$K_{FE4} = K_{FE2} = \dots\dots\dots$$

Для определения коэффициента долговечности находим эквивалентное число циклов напряжений N_{FEj} :

$$N_{HE3} = N_{\Sigma 3} * K_{FE3} = \dots\dots\dots$$

$$N_{HE4} = N_{\Sigma 4} * K_{FE4} = \dots\dots\dots$$

При $N_{FEj} \geq N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ принимаем $K_{FL} = 1$,

$$K_{FL} = \sqrt[MF4]{N_{FO} / N_{FE4}} = \dots\dots\dots$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба по формуле (2)

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b3}}{S_{F3}} \cdot K_{FL3} \cdot K_{FC3} = \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b4}}{S_{F4}} \cdot K_{FL4} \cdot K_{FC4} = \dots\dots\dots$$

3.2. Определение геометрических размеров передачи

Ориентировочно рассчитываем величину межосевого расстояния [6, с.3]

$$a_w = c(U_2 + 1)^3 \sqrt{(T_u \cdot K_{H\beta}) / (U_2 \cdot \psi_{BA} \cdot \sigma_{HP}^2)} \quad (6)$$

где $c = 495$ для прямозубых передач, $c = 430$ для косозубых и шевронных передач;

ψ_{BA} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию, который выбирают из единого ряда, рекомендованного ГОСТ 2185-66 (табл. 12) с учетом расположения опор относительно зубчатого венца (табл. 13), $\psi_{BA} = 0,315$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; для определения $K_{H\beta}$ можно воспользоваться зависимостью [6, с.3].

$$K_{H\beta} = 1 + K_{H\beta} (\psi_{bd})^{4/3}$$

Где $K_{H\beta} = 0,47 \gamma_t / K_{CX}$, здесь K_{CX} – коэффициент, зависящий от номера схемы (табл. 13);

$\gamma_t = 1$ при твердости активной поверхности зубьев

$H_{Bj \min} \leq 350$ и $\gamma_t = 2,5$ при $H_{Bj \min} > 350$; ψ_{bd} - коэффициент ширины венца по диаметру;

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(U_2 + 1) = \dots\dots\dots;$$

$$K_{H\beta} = \dots\dots\dots; \quad K_{CX} = \dots\dots\dots;$$

$$K_{H\beta} = \dots\dots\dots$$

Вычисляем a_w по формуле (6)

$$a_w =$$

Округляем a_w до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (табл. 14), $a_w = \dots\dots\dots$

Находим ориентировочную ширину колеса

$$b_w' = \psi_{ba} * a_w = \dots\dots\dots;$$

и ширину шестерни

$$b_{w3}' = 1,1 * b_{w4}' = \dots\dots\dots$$

Округляем их до ближайшего значения из ряда $R_a 20$ (табл.9),

$$b_{w4}' = \dots\dots\dots; b_{w3}' = \dots\dots\dots$$

Определяем диаметры начальных окружностей шестерни и колеса

$$d_{w3} = 2a_w / (1 + U_2) = \dots\dots\dots$$

$$d_{w4} = d_{w3} * U_2 = \dots\dots\dots$$

Находим окружную скорость в зацеплении

$$V = \frac{\pi * n_u * d_{w3}}{6 * 10^4} = \dots\dots\dots$$

Степень точности цилиндрической передачи можно определить по формулам:

$$n_{ст} = 10,1 - 0,2 v \quad \beta = 0,$$

$$n_{ст} = 10,1 - 0,12 v \quad \beta > 0.$$

Если в результате расчета будет получено $n_{ст} > 9$, то нужно принять

$$n_{ст} = 9.$$

Ориентировочно находим степень точности передачи

$$n_{ст}' = 10,1 - 0,12 v = \dots\dots\dots; \text{принимаем } n_{ст} = \dots\dots\dots$$

Ориентировочно находим модуль передачи по формуле [6, с.6]

$$m_n' = k_m \frac{T_{11} * (U_2 + 1)}{a_w * b_{w3} * \sigma_{FP3}} = \dots\dots\dots,$$

где $k_m = 5600$ для прямозубых передач, $k_m = 4400$ для косозубых передач,

$k_m = 4125$ для шевронных передач.

Округляем m_n' до ближайшего большего стандартного значения (табл. 15), учитывая, что применение модуля меньше 2 мм для силовых передач нежелательно,

$$m_n = \dots\dots\dots$$

При выборе узла наклона зуба в косозубых передачах принимают во внимание ограничение по коэффициенту осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1,1$, из которого следует

$$\beta' \geq \beta_{\min} = \arcsin(1,1\pi * m_n / b_{w4}) \quad (7)$$

Угол наклона зуба в косозубых передачах выбирают в диапазоне $8^\circ \dots 16^\circ$. Если β_{\min} попадает в указанный диапазон, следует принять предварительное значение угла наклона зуба $\beta' = \beta_{\min}$, при $\beta_{\min} < 8^\circ$

принимаем $\beta' = 12^\circ$, наконец, при $\beta_{\min} > 16^\circ$ вместо первоначально выбранного значения ψ_{ba} принимают ближайшее большее стандартное значение ψ_{ba} и вновь проверяют условие (7).

$$\beta' \geq \beta_{\min} = \arcsin(1,1\pi * m_n / b_{w4}) = \dots\dots\dots$$

Ориентировочно принимаем $\beta' = \dots\dots\dots$

Рассчитываем ориентировочно суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$Z_{\Sigma}' = \frac{2a_w}{m_n} * \cos \beta' = \dots\dots\dots (8)$$

Округляем Z_{Σ}' до ближайшего целого числа $Z_{\Sigma} = \dots\dots\dots$

Находим ориентировочно число зубьев шестерни

$$Z_{\Sigma}' = Z_{\Sigma} / (U_2 + 1) = \dots\dots\dots$$

Округляем Z_{Σ}' до ближайшего целого числа $Z_{\Sigma} = \dots\dots\dots$

Определяем число зубьев колеса $Z_4 = Z_{\Sigma} - Z_3 = \dots\dots\dots$

Уточняем передаточное число

$$U_{2\Phi} = Z_4 / Z_3 = \dots\dots\dots$$

Расхождение с принятым ранее номинальным передаточным числом не должно превышать $\pm 2,5\%$ при $U \leq 4$, и $\pm 4\%$ при $U > 4,5$. Если это условие не выполняется, то при $U > U_{\Phi}$ увеличиваем Z_4 и Z_3 на единицу, оставляя неизменным Z_3 , а при $U < U_{\Phi}$ уменьшаем Z_4 и Z_3 на единицу.

Для нашего примера

$$\Delta U = \frac{|U_2 - U_{2\Phi}|}{U_2} * 100\% = \dots\dots\dots$$

Уточняем значение угла наклона зуба

$$\beta = \arccos (z_{\Sigma} * m_n / 2a_w) = \dots\dots\dots$$

В шевронной и раздвоенной косозубых передачах предварительно принимают

$\beta' = 30^\circ$ и определяют z_{Σ} по формуле (8).

Для прямозубых передач суммарное число зубьев определяют по формуле

$$z_{\Sigma}' = 2a_w / m_n$$

Полученное значение z_{Σ}' округляют до ближайшего целого числа z_{Σ} .

Поскольку в общем случае $z_{\Sigma} \neq z_{\Sigma}'$ и делительное межосевое расстояние не совпадает с a_w , при проектировании прямозубых передач приходится прибегать к угловой коррекции. При этом углы зацепления определяются по формуле

$$\alpha_w = \arccos (z_{\Sigma} / z_{\Sigma}' \cos \alpha).$$

Далее находят суммарный коэффициент смещения

$$x_{\Sigma} = x_3 + x_4 = 0,5 \operatorname{ctg} \alpha (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) z_{\Sigma},$$

где $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_w$.

Вычисляют коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = x_{\Sigma} - 0,5(z_{\Sigma}' - z_{\Sigma})$$

Выбирают коэффициенты смещения для шестерни и колеса

$$x_3 = 0,5 \left[x_{\Sigma} - \frac{z_4 - z_3}{z_{\Sigma}} (x_{\Sigma} - \Delta y) \right]; \quad x_4 = x_{\Sigma} - x_3.$$

Если $z_3 < 17$, то коэффициент смещения для шестерни и колеса определяют из условия отсутствия подрезания зуба

$$x_3' = -x_4' = 1 - z_3 / 17?$$

Если $x_3 < x_3'$, то принимают $x_3 = x_3'$.

3.3. Проверочный расчет цилиндрической передачи.

Определяем контактные напряжения [6, с.9]

$$\sigma_H = 6150 (z_H * z_e) / a_w \sqrt{(T_{11} (U_{2\Phi} + 1)^3 K_H) / U_{2\Phi} * b_{w4}} \leq \sigma_{np} \quad (9)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha_w} = \dots\dots\dots;$$

где $\alpha_w = \alpha_t$ – угол профиля производящей рейки

$$\alpha_t = \arctg (\tg \alpha / \cos \beta) = \dots\dots\dots$$

Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых передач

$$Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha) / 3}$$

для косозубых и шевронных передач

$$Z_\epsilon = 1 / \sqrt{\epsilon_\alpha}, \text{ где}$$

ϵ_α – коэффициент перекрытия. Для передач, выполненных без смещения,

$$\epsilon_\alpha = [0,95 - 1,65 (1/z_3 + 1/z_4)] 5 (\cos^2 \beta + \cos \beta),$$

для передач, выполненных со смещением,

$$\epsilon_\alpha = [\sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} - (r_{b3} + r_{b4}) \tg \alpha_w] / (\pi m \cos \alpha),$$

где r_{bj} – радиусы основных окружностей, $r_{bj} = 0,5 m z_j \cos \alpha$

r_{aj} – радиусы окружностей вершин, $r_{aj} = 0,5 m [z_j + 2(1+x_j - \Delta y)]$.

Округляем коэффициент Z_ϵ

$$Z_\epsilon = 1 / \sqrt{\epsilon_\alpha} = 1 / \sqrt{1,69} = 0,77;$$

$$\epsilon_\alpha = [0,95 - 1,65 (1/z_3 + 1/z_4)] 5 (\cos^2 \beta + \cos \beta) = [0,95 - 1,65 (1/23 + 1/102)] 5 (\cos^2 10,142^\circ + \cos 10,142^\circ) = 1,69.$$

Определяют коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{Hv}$, где

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных передач

$$K_{H\alpha} = 1 + 2,1 * 10^{-6} * n_{ст}^4 * V + 0,02 (n_{ст} - 6)^{1,35} = \dots\dots\dots$$

K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 10), $K_{Hv} = \dots\dots\dots$

$$K_H = K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{Hv} = \dots\dots\dots$$

Вычислим контактное напряжение по формуле (9)

$$\sigma_H = \dots\dots\dots$$

Найдем $\Delta H = (\sigma_{Hr} - \sigma_H) / \sigma_{Hr} \cdot 100\% = \dots\dots\dots$

Допускается превышение σ_H над σ_{Hr} не более чем на 5%. Если это условие не выполняется, то выбирают ближайшее большее стандартное значение Ψ_{Σ} или α_w и повторяют расчет. Если $\Delta H > 15\%$, то принимают ближайшую меньшую стандартную величину α_w .

Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе выполняется по формулам:

$$\sigma_{f3} = y_{f3} \cdot y_{\beta} \cdot (20005 T_1 K_f) / (b_{w3} d_{w3} m_n) \leq \sigma_{fp3}, \quad (10)$$

$$\sigma_{f4} = \sigma_{f3} \cdot (b_{w3} y_{f4} / b_{w4} y_{f3}) \leq \sigma_{fp4},$$

где y_{β} - коэффициент, учитывающий наклон зуба ;

$$y_{\beta} = 1 - \beta / 140^\circ = \dots\dots\dots;$$

$y_{\beta j}$ - коэффициент формы зуба;

$$y_{\beta j} = 3,65 \cdot (1 - (2,8 x_j + 0,93) / z_{jv} + (112 x_j^2 - 154 x_j + 71) / z_{jv}^2),$$

где Z_{jv} – эквивалентное число зубьев, определяется по формуле

$$Z_{jv} = Z_j / \cos^3 \beta, \text{ для прямозубых передач } Z_{jv} = Z_j.$$

$$Z_{3v} = Z_3 / \cos^3 \beta = \dots\dots\dots;$$

$$Z_{4v} = Z_4 / \cos^3 \beta = \dots\dots\dots;$$

$$Y_{f3} = \dots\dots\dots;$$

$$Y_{f4} = \dots\dots\dots;$$

Коэффициент нагрузки K_f определяем по формуле

$$K_f = K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta} \cdot K_{fv},$$

где $K_{f\alpha}$ для косозубых передач рассчитывают по формуле

$$K_{f\alpha} = [4 + (\epsilon_{\alpha} - 1) \cdot 5 \cdot (n_{ст} - 5)] / (4\epsilon_{\alpha}) = \dots\dots\dots$$

Для прямозубых передач при $n_{ст} \leq 7$ принимают $K_{f\alpha} = 0,75$;

При $n_{ст} > 7$ $K_{f\alpha} = 1$.

$K_{f\beta}$ определяем по формуле

$$K_{f\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\alpha} - 1) = \dots\dots\dots$$

K_{fv} находим из выражения

$$K_{fv} = 1 + \delta_f \cdot 5 (K_{hv} - 1) / \delta_H = \dots\dots\dots$$

Находим K_f

$$K_f = \dots\dots\dots$$

Определяем σ_{fj} по формуле (10)

$$\sigma_{f3} = \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{f3} = \dots\dots\dots < \sigma_{fp3} = \dots\dots\dots$$

$$\Delta F = (\sigma_{fp3} - \sigma_{f3}) / \sigma_{fp3} \cdot 100\% = \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{f4} = 220 \cdot 5 (7,1 \cdot 5 \cdot 3,59) / (63 \cdot 5 \cdot 3,90) \dots\dots\dots > \sigma_{fp4} = \dots\dots\dots;$$

$$\Delta F = (\sigma_{fp4} - \sigma_{f4}) / \sigma_{fp4} \cdot 100\% = \dots\dots\dots$$

Допускается превышение напряжений σ над σ не более чем на 5%. Если это условие не выполняется, следует увеличить модуль до ближайшего стандартного значения.

Принимаем $m_n = \dots\dots\dots$, выполним расчет с учетом изменения модуля.

$$\beta' \geq \arcsin (1,15\pi \cdot 5 m_n / b_w \cdot 4) = \dots\dots\dots$$

....

$$z'_\Sigma = 2a_w / m_n \cdot 5 \cos \beta' = \dots\dots\dots;$$

$$z'_\Sigma = 98 ;$$

$$z'_3 = z'_\Sigma / (u_2 + 1) = \dots\dots\dots;$$

$$z_3 = \dots\dots\dots ;$$

$$z_4 = z'_\Sigma - z_3 = \dots\dots\dots;$$

$$u_{2\phi} = z_4 / z_3 = \dots\dots\dots;$$

$$\Delta u = |u_2 - u_{2\phi}| / u_2 \cdot 100\% = \dots\dots\dots$$

$$\beta = \arccos z'_\Sigma \cdot 5 m_n / 2a_w = \dots\dots\dots;$$

$$z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha_{\text{ц}}} = \dots\dots\dots;$$

$$\alpha_w = \alpha_{\text{ц}} = \arctg (tg \alpha / \cos \beta) = \dots\dots\dots$$

$$\varepsilon_\alpha = [0,95 - 1,6 (1/z_3 + 1/z_4)] \cdot 5 (\cos^2 \beta + \cos \beta) = \dots\dots\dots$$

$$z_\varepsilon = 1 / \sqrt{\varepsilon_\alpha} = \dots\dots\dots;$$

$$\sigma_H = \dots\dots\dots$$

$$\Delta H = \sigma_{\text{нр}} - \sigma_{\text{н}} / \sigma_{\text{нр}} \cdot 100\% = \dots\dots\dots$$

$$Y_{\beta} = 1 - \beta/140^{\circ} = \dots\dots\dots;$$

$$z_{3v} = z_3 / \cos^3 \beta = \dots\dots\dots;$$

$$z_{4v} = z_4 / \cos^3 \beta = \dots\dots\dots;$$

$$Y_{f3} = \dots\dots\dots$$

$$Y_{f3} = \dots\dots\dots;$$

$$k_{f\alpha} = [4 + (\epsilon_{\alpha} - 1) \cdot 5 \cdot (n_{\text{сг}} - 5)] / (4\epsilon_{\alpha}) = \dots\dots\dots;$$

$$k_f = k_{f\alpha} \cdot k_{f\beta} \cdot k_{fv} = \dots\dots\dots;$$

$$\sigma_{f3} = \dots\dots\dots$$

$$\Delta F = (\sigma_{fp3} - \sigma_{f3}) / \sigma_{fp3} \cdot 100\% = \dots\dots\dots$$

$$\sigma_{f4} = \dots\dots\dots;$$

$$\Delta F = (\sigma_{fp4} - \sigma_{f4}) / \sigma_{fp4} \cdot 100\% = \dots\dots\dots$$

3.4. Определение диаметров окружностей зубчатых колес

Начальные окружности

$$\alpha_{w3} = (m_n \cdot z_3) / \cos \beta = \dots\dots\dots;$$

$$\alpha_{w4} = (m_n \cdot z_4) / \cos \beta = \dots\dots\dots;$$

Окружность вершин зубьев

$$\alpha_{a3} = \alpha_{w3} + 2 \cdot 5 \cdot (1 + x_3 - \Delta y) \cdot 5m = \dots\dots\dots;$$

$$\alpha_{a4} = \alpha_{w4} + 2 \cdot 5 \cdot (1 + x_4 - \Delta y) \cdot 5m = \dots\dots\dots;$$

Окружность впадин зубьев

$$\alpha_{f3} = \alpha_{w3} - 2,5m + 2 \cdot 5 \cdot x_3 \cdot 5m = \dots\dots\dots;$$

$$\alpha_{f4} = \alpha_{w4} - 2,5m + 2 \cdot 5 \cdot x_4 \cdot 5m = \dots\dots\dots;$$

3.5. Определение сил в цилиндрической косозубой передаче

Окружная сила

$$F_{t3} = F_{t4} = 2 T_{11} \cdot 10^3 / \alpha_{w3} = \dots\dots\dots$$

Радиальная сила

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \tan \alpha / \cos \beta = \dots\dots\dots$$

Осевая сила

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \tan \beta = \dots\dots\dots$$

Для прямозубых передач

$$F_{t3} = F_{t4} = 2 T_{11} \cdot 10^3 / \alpha_{w3}$$

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \tan \alpha.$$

4. РАСЧЕТ ВАЛОВ. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

4.1 Предварительный расчет валов.

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, размеры и количество ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей.

Диаметр выходного конца ведущего (быстроходного) вала обычно принимают близким к диаметру вала электродвигателя, что позволяет использовать стандартную муфту для соединения выходных концов валов. Ориентировочно определяют диаметр d_i выходного конца вала из расчета на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям. Это позволяет учесть влияние изгиба на величину эквивалентных напряжений на концевых участках валов [1, с. 31)

$$d_{i1} \geq \sqrt[8]{(16 \cdot T_i \cdot 10^3) / \pi \cdot [\tau]}$$

где i - порядковый номер вала (1 - для быстроходного вала, 2 - для промежуточного вала, 3 - для тихоходного вала);

T_i - крутящий момент на соответствующем валу, Нм

τ - заниженное значение допускаемых касательных напряжений, Мпа
(для сталей 40, 45 принимают $[\tau] + 15 \div 20$ Мпа)

БЫСТРОХОДНЫЙ ВАЛ. Диаметр выходного участка вала

$$d_{11}' \geq \sqrt[3]{(16 \cdot T_i \cdot 10^3) / \pi \cdot [\tau]} = \sqrt[3]{(16 \cdot 162,8 \cdot 10^3) / 3,14 \cdot 20} = 34,61 \text{ мм}$$

Полученное значение округляют до ближайшего из ряда Ra40 по ГОСТ 6636269, $d_{11} = 36$ мм. Для удобства соединения вала редуктора с валом электродвигателя стандартной муфтой соблюдают условие, чтобы диаметры соединяемых валов имели размеры, отличающиеся не более чем на 20% [1, с. 32), т.е. $d_{11}' = (0,8 - 1,2) d$, где d - диаметр вала электродвигателя, определяемый по каталогу, $d = 55$ мм (по ряду Ra40). Иногда вал электродвигателя не соединяется непосредственно с ведущим валом редуктора, а между ними имеется ременная или цепная передача.

ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ. Определяем диаметр опасного сечения под колесом по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau] = 15$ Мпа,

$$d_{112}' \geq \sqrt[3]{(16 \cdot T_{11} \cdot 10^3) / \pi \cdot [\tau]} = \dots\dots\dots$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда Ra40 $d_{112} = \dots\dots\dots$

ТИХОХОДНЫЙ ВАЛ. Диаметр выходного конца вала находим при пониженном допускаемом напряжении $[\tau] = 20$ Мпа,

$$d_{111}' \geq \sqrt[3]{(16 \cdot T_{111} \cdot 10^3) / \pi \cdot [\tau]} = \dots\dots\dots,$$

Принимаем $d_{ш1}' = \dots\dots\dots$ (ряд Ra40).

4.2 Первый этап эскизной компоновки

Первый этап эскизной компоновки выполняется с целью определения расстояний между сечениями валов, в которых приложена нагрузка, и сечениями, контактирующими с опорами.

Эскизную компоновку рекомендуется выполнять в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге. Достаточно сделать одну проекцию - разрез по плоскости, в которой лежат оси валов. Последовательность выполнения первого этапа изложена в работах [1 - 4].

4.3 Подбор и проверка шпонок

Для соединения вала с деталями, передающими кручение, часто используют призматические шпонки (Ст 6 . сталь 45).

Рассмотрим пример. Пусть нужно установить шпонку на промежуточном вале под коническим колесом. Выбираем призматическую шпонку по диаметру $d_{ш2} = \dots\dots\dots$ по ГОСТ 23360-78 (рис. 1) [5, с. 20]. Размеры шпонки: ширина $b = \dots\dots\dots$ мм, высота $h = \dots\dots\dots$ мм, глубина паза вала $t_1 = \dots\dots\dots$ мм; глубина паза втулки $t_2 = \dots\dots\dots$ мм. Длину шпонки $l_{шп}$ назначают из стандартного ряда таким образом, чтобы она была на 5 - 10 мм меньше длины ступицы колеса $l_{ст}$. $l_{шп} = l_{ст} - (5-10)$. Длину ступицы принимают [5, п.30] в зависимости от диаметра d вала под ступицей: для цилиндрической передачи $l_{ст} = (1-1.5) d$; для конической передачи

$$l_{ст} = (1-1.2) d.$$

В нашем примере $l_{ст}' = (1-1.2) d_{ш1} = (1-1.2) * 56 = \dots\dots\dots$

Длина шпонки $l_{шп}' = l_{ст}' - (5-10) = \dots\dots\dots$ Выбираем $l_{шп} = \dots\dots\dots$ по ГОСТ 23360-78.

На промежуточном валу будет установлена шпонка $\dots\dots\dots$ ГОСТ 23360-78.

Напряжение сжатия узких граней шпонки не должно превышать допускаемого

$[\sigma]_{см} = 100$ МПа, т.е.

$$\sigma_{см} = \frac{2 * T * 10^3}{d * l_p * (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см}$$

где T - крутящий момент, передаваемый валом, Нм; d - диаметр вала в месте установки шпонки (в нашем примере $d = d_{ш2} = \dots\dots\dots$; $l_p = l_{шп} - b = \dots\dots\dots$

$$\sigma_{см} = \dots\dots\dots$$

На промежуточном валу - шпонка ГОСТ 23360-78.

4.4 **Конструктивные размеры зубчатых колес.**

Размеры элементов зубчатых колес определяем по рекомендациям, приведенным в работах [1,3 - 5].

4.5. **Силы в зубчатых передачах.**

Для определения направлений сил в зубчатых передачах и угловых скоростей в данный момент времени следует воспользоваться показанным на рис. 2 направлением окружной скорости ленты (на кинематической схеме колеса условно раздвинуты). Привод реверсивный, в случае изменения направления вращения в конической передаче окружные усилия F_{t1} и F_{t2} и в цилиндрической передаче окружные усилия F_{t3} и F_{t4} и осевые усилия F_{a3} и F_{a4} поменяют направления на противоположные.

4.6. **Расчетные схемы валов. Опорные реакции, эпюры изгибающих и крутящих моментов.**

4.6.1. **Быстроходный вал.**

Определение расстояний между опорами.

Размер от d_{ae1} до среднего диаметра шестерни

$$c_1 = 0.5 b_{w1} \cdot \cos \sigma_1 = \dots\dots\dots$$

Принимаем зазор между d_{ae1} и торцом подшипника $\Delta_1 = \Delta + m$, где m - расстояние от внутренней стенки корпуса до подшипника, $\Delta_1 = \dots\dots\dots$

Рис. 2. Определение направления действующих сил.

Рис.3. Эскизная компоновка ведущего вала.

Для подшипников быстроходного вала выбираем консистентную смазку вследствие значительной удаленности одного из подшипников от картера редуктора. Следовательно, этот подшипник не будет смазываться масляным туманом даже при высоких окружных скоростях. Поэтому рекомендуется на этом валу устанавливать мазеудерживающее кольцо и принимать $m = 9 - 12$ мм.

Δ - расстояние между d_{ae1} и внутренней стенкой корпуса;

$\Delta' = 0,05R_e + (4 \dots 6) = \dots\dots\dots$

Принимаем $l = \dots\dots\dots$

Точка приложения радиальной реакции в опорах расположена в средней плоскости подшипника и может быть определена по выражению

$$a = T_{\Pi} / 2 + e \cdot (D + d) / 6,$$

где T_{Π} - ширина подшипника;

D - наружный диаметр подшипника

d - диаметр вала под подшипником

e - параметр осевого нагружения подшипника

$$a = \dots\dots\dots$$

Для быстроходного вала ориентировочно выбираем конические однородные подшипники средней серии № $\dots\dots\dots$ с размерами $d = \dots\dots\dots$ мм;

$D = \dots\dots\dots$ мм; $T_{\Pi} = \dots\dots\dots$ мм; $e = \dots\dots\dots$

Определяем размер $l_{\Pi 1}$.

$$l_{\Pi 1} = l - 2(T_{\Pi} - a_1) = \dots\dots\dots$$

Определяем размер l_1 .

$$l_1 = c_{\tau} + \Delta_1 + (T_{\Pi} - a_1) = \dots\dots\dots$$

Определение составляющих опорных реакций и изгибающих моментов.

Рассмотрим плоскость YOZ. Составим уравнение равновесия суммы моментов относительно опор А и В вала:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum M_{Ax} &= 0 \\ \sum M_{Bx} &= 0, \end{aligned} \right.$$

$$F_{r1} (l_1 + l_{n1}) - F_{a1} * dm_1 / 2 + R_{By} * l_{n1} = 0;$$

$$F_{r1} * l_1 - F_{a1} * dm_1 / 2 + R_{Ay} * l_{n1} = 0;$$

$$R_{By} = - F_{r1} (1 + l_1 / l_{n1}) + F_{a1} * dm_1 / 2 l_{n1} = - \dots\dots\dots$$

$$R_{Ay} = - F_{r1} * l_1 / l_{n1} + F_{a1} * dm_1 / 2 l_{n1} = - \dots\dots\dots$$

Проверим правильность нахождения реакций R_{Ay} и R_{By} , для этого составим третье уравнение равновесия – сумму проекций всех сил на ось Y:

$$\sum Y = 0; \quad -R_{Ay} + R_{By} + F_{r1} = 0; \quad - \dots\dots\dots$$

Построение эпюры изгибающих моментов.

Участок 1:

$$\sum M_{Z1} = 0; \quad 0 * Z_1 = M_{Z1}$$

Участок 2:

$$\sum M_{Z2} = 0; \quad R_{Ay} * Z_2 = M_2$$

$$0 \leq Z_2 \leq l_{n1}$$

$$Z_2 = 0 \quad M_{Z2} = 0.$$

$$Z_2 = l_{n1} \quad \sum M_{Z2} = R_{Ay} * l_{n1} = \dots\dots\dots$$

Участок 3:

$$\sum M_{Z3} = 0; \quad R_{Ay} (l_{n1} + Z_3) = R_{By} * Z_3 = M_{Z3}$$

$$0 \leq Z_3 \leq l_1$$

$$Z_3 = 0 \quad M_{Z3} = R_{Ay} * l_{n1} = \dots\dots\dots$$

$$Z_3 = l_1 \quad \sum M_{Z3} = R_{Ay} (l_{n1} + l_1) - R_{By} * l_1 = \dots\dots\dots$$

Рассмотрим плоскость XOZ.

$$\left\{ \begin{aligned} \sum M_{Ax} &= 0 \\ \sum M_{Bx} &= 0 \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} R_{Bx} * l_{n1} - F_{t1} (l_{n1} + l_1) &= 0 \\ R_{Bx} * l_{n1} - F_{t1} * l_1 &= 0 \end{aligned} \right.$$

$$R_{Bx} = F_{t1} (1 + l_1 / l_{n1}) = \dots\dots\dots$$

Рис.4. Эпюры изгибающих и крутящего моментов для быстроходного вала

$$R_{Ax} = F_{t1} (l_1 / l_{n1}) = \dots\dots\dots$$

$$\sum X = 0 \quad R_{By} - R_{Ay} - F_{t1} = \dots\dots\dots$$

Участок 1:

$$\sum M_{Z1} = 0; \quad 0 * Z_1 = M_{Z1}$$

Участок 2:

$$\sum M_{Z2} = 0; \quad R_{Ax} * Z_2 = M_2$$

$$0 \leq Z_2 \leq l_{n1}$$

$$Z_2 = 0 \quad M_{Z2} = 0.$$

$$Z_2 = l_{n1} \quad \sum M_{Z2} = R_{Ax} * l_{n1} = \dots\dots\dots$$

Участок 3:

$$\sum M_{Z3} = 0; \quad R_{Ax} (l_{n1} + Z_3) = R_{Bx} * Z_3 = M_{Z3}$$

$$0 \leq Z_3 \leq l_1$$

$$Z_3 = 0 \quad M_{Z3} = R_{Ax} * l_{n1} \dots\dots\dots$$

$$Z_3 = l_1 \quad \sum M_{Z3} = R_{Ax} (l_{n1} + l_1) - R_{Bx} * l_1 = \dots\dots\dots$$

Крутящий момент нагружает быстроходный вал на всей длине:

$$T_1 = 162,8 \text{ Нм.}$$

Суммарные радиальные нагрузки на опоры равны:

$$R_A = F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \dots\dots\dots$$

$$R_B = F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \dots\dots\dots$$

Суммарный изгибающий момент в опасном сечении под подшипником в опоре В

$$M_{u \max} = \sqrt{M_{ИХ(В)}^2 + M_{ИУ(В)}^2} = \dots\dots\dots$$

4.6.2. Промежуточный вал

Принимаем $\Delta_2 = \Delta + m$,

Где $m = 2 - 5 \text{ мм}$ – при смазке подшипников масляным туманом, так как окружная скорость на среднем диаметре $V = \dots\dots\dots$

$$\Delta_2 = 10 + 5 = 15 \text{ мм.}$$

Принимаем $\Delta_3 = 10 \text{ мм.}$

$$a_2 = T_{n2} / 2 + e(d + D)/6 = \dots\dots\dots$$

.

Для промежуточного вала выбираем конические однорядные подшипники средней серии №7310 с размерами $d = \dots\dots\dots$, $D = \dots\dots\dots$,

$$T_n \dots\dots\dots; e = \dots\dots\dots$$

Расчетные расстояния

$$L_{n2} = 2(T_n - a_2) + 2\Delta_2 + l_{ct} + \Delta_3 + b_{w3} = \dots\dots\dots$$

$$C_2 = 0.5b_{w2} * \cos\delta_2 = \dots\dots\dots$$

$$L_2 = (T_n - a_2) + \Delta_2 + l_{ct} - C_2 = \dots\dots\dots$$

$$L_3 = (T_n - a_2) + \Delta_2 + b_{w3} / 2 \dots\dots\dots$$

Рис. 5 Эскизная компоновка промежуточного вала

Определение составляющих опорных реакций и изгибающих моментов.

Рассмотрим плоскость YOZ

$$\{\sum M_{Cy} = 0 \quad \sum M_{Dy} = 0$$

$$F_{a2} * d_{m2} / 2 - F_{r2} * l_2 + F_{r3} (l_{n2} - l_3) + F_{a3} * d_{w2} / 2 - R_{Dy} * l_{n2} = 0 .$$

$$F_{a3} * d_{w2} / 2 - F_{r3} * l_3 + F_{r2} (l_{n2} - l_2) + F_{a2} * d_{m2} / 2 - R_{Cy} * l_{n2} = 0 .$$

$$R_{Dy} = F_{a2} * d_{m2} / 2l_{n2} - F_{r2} (l_{n2} / l_{n2}) + F_{r3} (1 - l_3 / l_{n2}) + F_{a3} (d_{w3} / 2 l_{n2}) =$$

$$= \dots\dots\dots$$

$$d_{m2} = 0.857 d_{e2} = \dots\dots\dots$$

$$R_{Cy} = F_{a3} * d_{w3} / 2l_2 - F_{r3} (l_3 / l_{n2}) + F_{r2} (1 - l_2 / l_{n2}) + F_{a2} (d_{m2} / 2 l_{n2}) =$$

$$= \dots\dots\dots$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Cy} = F_{r2} + F_{r3} + R_{Dy} = \dots\dots\dots$$

Построение эпюры изгибающих моментов

Участок 1:

$$\sum M_{Z1} = 0; \quad -R_{Cy} * Z_1 = M_{Z1}$$

$$0 \leq Z_1 \leq l_2$$

$$Z_1 = 0 \quad M_{Z1} = -R_{Cy} * 0 = 0.$$

$$Z_1 = l_2 \quad M_{Z1} = -R_{Cy} * l_2 = \dots\dots\dots$$

Участок 2:

$$\sum M_{Z2} = 0; \quad -R_{Cy} (l_2 + Z_2) + F_{r2} * z_2 + F_{a2} * d_{m2} / 2 = M_{Z2}$$

$$0 \leq Z_2 \leq (l_{n2} - l_3 - l_2)$$

$$Z_2 = 0 \quad \sum M_{Z2} = -R_{Cy} * l_2 + F_{a2} * d_{m2} / 2 = \dots\dots\dots$$

$$Z_2 = l_{n2} - l_3 - l_2.$$

$$M_{Z2} = -R_{Cy} (l_{n2} - l_3) + F_{r2} (l_{n2} - l_3 - l_2) + F_{a2} * d_{m2} / 2 =$$

$$= - \dots\dots\dots$$

Участок 3:

$$\sum M_{Z3} = 0;$$

$$-R_{Cy} (l_{n2} - l_3 + z_3) + F_{r2} (l_{n2} - l_3 - l_2 + z_3) + F_{a2} * d_{m2} / 2 - F_{r3} * Z_3 + F_{a3} * d_{w3} / 2 = M_{Z3}$$

$$0 \leq Z_3 \leq l_3$$

$$Z_3 = 0$$

$$M_{Z3} = -R_{Cy} (l_{n2} - l_3) + F_{r2} (l_{n2} - l_3 - l_2) + F_{a2} * d_{m2} / 2 + F_{a3} * d_{w3} / 2 =$$

$$= - \dots\dots\dots$$

$$Z_3 = l_3$$

$$\sum M_{Z3} = -R_{Cy} * l_{n2} + F_{r2} (l_{n2} - l_2) + F_{a2} * d_{m2} / 2 - F_{r3} * l_3 + F_{a3} * d_{w3} / 2 =$$

$$= - \dots\dots\dots$$

Рассмотрим плоскость XOZ

$$\sum M_{Cx} = 0;$$

$$F_{t2} * l_2 + F_{t3} * (l_{n2} - l_2) - R_{Dx} * l_{n2} = 0.$$

$$R_{Dx} = F_{t2} * (l_2 / l_{n2}) + F_{t3} * (1 - l_3 / l_{n2}) =$$

$$= \dots\dots\dots$$

$$\sum X = 0;$$

$$R_{Cx} - F_{t2} - F_{t3} + R_{Dx} = \dots\dots\dots$$

Построение эпюры изгибающих моментов

Участок 1:

$$\sum M_{Z1} = 0; \quad R_{Cx} * Z_1 = M_{Z1}$$

$$0 \leq Z_1 \leq l_2$$

$$Z_1 = 0 \quad M_{Z1} = R_{Cx} * 0 = 0.$$

$$Z_1 = l_2 \quad M_{Z1} = R_{Cx} * l_2 = \dots\dots\dots$$

Участок 2:

$$\sum M_{Z2} = 0; \quad R_{Cxy} (l_2 + Z_2) + F_{t2} * z_2 = M_{Z2}$$

$$0 \leq Z_2 \leq (l_{n2} - l_3 - l_2)$$

$$Z_2 = 0 \quad \Sigma M_{Z2} = R_{Cx} * l_2 = \dots\dots\dots$$

$$Z_2 = l_{n2} - l_3 - l_2.$$

$$M_{Z2} = R_{Cx} (l_{n2} - l_3) - F_{t2} (l_{n2} - l_3 - l_2) =$$

$$= \dots\dots\dots$$

Участок 3:

$$\Sigma M_{Z3} = 0;$$

$$R_{Cx} (l_{n2} - l_3 + z_3) - F_{t2} (l_{n2} - l_3 - l_2 + z_3) - F_{t3} * Z_3 = M_{Z3}$$

$$0 \leq Z_3 \leq l_3$$

$$Z_3 = 0$$

$$M_{Z3} = R_{Cx} (l_{n2} - l_3) - F_{t2} (l_{n2} - l_3 - l_2) =$$

$$= \dots\dots\dots$$

$$Z_3 = l_3$$

$$\Sigma M_{Z3} = R_{Cx} * l_{n2} - F_{t2} (l_{n2} - l_2) - F_{t3} * l_3 =$$

$$= \dots\dots\dots$$

Крутящий момент нагружает промежуточный вал на участке между шестерней и колесом и равен $T_{11} = 433,4$ Нм.

Суммарные радиальные нагрузки на опоры равны

$$R_C = F_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \dots\dots\dots$$

$$R_D = F_{rD} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \dots\dots\dots$$

Суммарный изгибающий момент под коническим колесом

$$M_{и1} = \sqrt{M_{Иx}^2 + M_{Иy}^2} = \dots\dots\dots$$

Суммарный изгибающий момент под цилиндрической шестерней

$$M_{и11} = \sqrt{M_{Иx}^2 + M_{Иy}^2} = \dots\dots\dots$$

4.6.3. Тихоходный вал

Рис 7. Эскизная компоновка тихоходного вала

Принимаем $\Delta_4 = \Delta_2 + (b_{w3} - b_{w4})/2 = \dots\dots\dots$

Для тихоходного вала ориентировочно выбираем шарикоподшипники радиальные однорядные средней серии №..... с размерами $d = \dots$ мм, $D = \dots\dots\dots$ мм, $B = \dots\dots$ мм. Колесо, расположенное на тихоходном валу, находится в зацеплении с шестерней промежуточного вала, поэтому при компоновке третьего вала строго выдерживаем положение центра зубчатого зацепления.

Расчетные расстояния

$$L_5 = b_{w4}/2 + \Delta_4 + B_n/2 = \dots\dots\dots$$

$$L_4 = b_{w3}/2 + \Delta_3 + l_{ст} + \Delta_2 + B_n/2 = \dots\dots\dots$$

Определение составляющих опорных реакций и изгибающих моментов
Рассмотрим плоскость YOZ

$$\{\sum M_{Ey} = 0 \quad \sum M_{Ky} = 0$$

$$F_{a4} * d_{w4}/2 - F_{r4} * l_4 + R_{Ky} (l_4 + l_5) = 0 .$$

$$F_{a4} * d_{w4}/2 + F_{r4} * l_5 - R_{Ey} (l_4 + l_5) = 0 .$$

$$R_{Ky} = [(F_{r4} * l_4) / (l_4 + l_5)] - [F_{a4} * d_{w4}/2 (l_4 + l_5)] = \\ = \dots\dots\dots$$

$$R_{Ey} = [(F_{a4} * d_{w4}) / 2 * (l_4 + l_5)] - [F_{r4} * l_5 / (l_4 + l_5)] = \\ = \dots\dots\dots$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ey} + R_{Ky} - F_{r4} = 0;$$

Построение эпюры изгибающих моментов

Участок 1:

$$\sum M_{Z1} = 0; \quad -R_{Ey} * Z_1 = M_{Z1}$$

$$0 \leq Z_1 \leq l_4$$

$$\begin{aligned} Z_1 &= 0 & M_{Z1} &= -R_{Ey} * 0 = 0. \\ Z_1 &= l_4 & M_{Z1} &= -R_{Ey} * l_4 = -\dots\dots\dots \end{aligned}$$

Участок 2:

$$\begin{aligned} \sum M_{Z2} &= 0; & -R_{Ey} (l_4 + Z_2) + F_{a4} * d_{w4} / 2 - F_{r4} * z_2 &= M_{Z2} \\ 0 \leq Z_2 &\leq l_5 \\ Z_2 &= 0 \\ \sum M_{Z2} &= -R_{Ey} * l_4 + F_{a4} * d_{w4} / 2 = \dots\dots\dots \\ Z_2 &= l_5. \\ M_{Z2} &= -R_{Ey} (l_4 + l_5) + F_{a4} * d_{w4} / 2 + F_{r4} * l_5 = \\ &= \dots\dots\dots \end{aligned}$$

Тихоходный вал редуктора соединяется с валом барабана посредством муфты. Учитывая, что редуктор и барабан не располагаются на общей раме, для компенсации возможной в этом случае несоосности используем цепную муфту [6]. Эта муфта должна передавать крутящий момент $T_{111} = \dots\dots\dots$ Нм и имеет диаметр вала в месте посадки $d_{111} = \dots\dots\dots$ мм. По табл. 11.4, с. 275 [6] выбираем муфту цепную $\dots\dots\dots$ ГОСТ 20742 – 81 с длиной полумуфты $l_m = \dots\dots\dots$ мм и делительным диаметром звездочки $d_d \dots\dots\dots$ [6, с. 148]

Рис. 8. Эпюры изгибающих и крутящего моментов для тихоходного вала

$$d_d = \frac{t}{\sin 180/z} = \dots\dots\dots,$$

где t – шаг цепи, z – число зубьев звездочки .

Нагрузка от муфты определяются по формуле

$$F_m = 0.2(2 * T_{111} / d_d) = \dots\dots\dots$$

С достаточной точностью можно принять, что сила F_m приложена к тихоходному валу редуктора на расстоянии $l_6 = 1,5 * l_m = \dots\dots\dots$ от опоры Е.

Принимаем , что сила F_m действует в наиболее опасной плоскости XOZ, где наибольшие нагрузки на вал.

Рассмотрим плоскость XOZ.

$$\{\Sigma M_{Ex} = 0$$

$$F_M * l_6 - F_{t4} * l_4 + R_{Kx} (l_4 + l_5) = 0 .$$

$$R_{Kx} = - [(F_M * l_6) / (l_4 + l_5)] + [F_{t4} * l_4 / (l_4 + l_5)] =$$

$$= \dots\dots\dots$$

$$\Sigma M_{Kx} = 0$$

$$F_{t4} * l_5 - R_{Ex} (l_4 + l_5) + F_M (l_4 + l_5 + l_6) = 0 .$$

$$R_{Ex} = [(F_{t4} * l_5) / (l_4 + l_5)] + [F_M (l_4 + l_5 + l_6) / (l_4 + l_5)] =$$

$$= \dots\dots\dots$$

$$\Sigma F_x = 0;$$

$$R_{Ex} - F_M - F_{t4} + R_{Kx} = \dots\dots\dots$$

Построение эпюры изгибающих моментов.

Участок 1:

$$\Sigma M_{Z1} = 0; \quad F_M * Z_1 = M_{Z1}$$

$$0 \leq Z_1 \leq l_6$$

$$Z_1 = 0 \quad M_{Z1} = F_M * 0 = 0.$$

$$Z_2 = l_6 \quad M_{Z1} = F_M * l_6 = 3816 * 0.255 = 973.1 \text{ Нм}$$

Участок 2:

$$\Sigma M_{Z2} = 0; \quad F_M (l_6 + Z_2) - R_{Ex} * z_2 = M_{Z2}$$

$$0 \leq Z_2 \leq l_4$$

$$Z_2 = 0 \quad \Sigma M_{Z2} = F_M * l_6 = \dots\dots\dots$$

$$Z_2 = l_4 .$$

$$M_{Z2} = F_M (l_6 + l_4) - R_{Ex} * l_4 =$$

$$= \dots\dots\dots \text{м}$$

Участок 3:

$$\Sigma M_{Z3} = 0;$$

$$F_M (l_6 + l_4 + z_3) - R_{Ex} (l_4 + z_3) - F_{t4} * Z_3 = M_{Z3}$$

$$0 \leq Z_3 \leq l_5$$

$$Z_3 = 0$$

$$M_{Z3} = F_M (l_6 + l_4) - R_{Ex} * l_4 = \dots\dots\dots$$

$$Z_3 = l_5$$

$$\Sigma M_{Z3} = F_M * (l_6 + l_4 + l_5) - R_{Ex} (l_4 + l_5) + F_{t4} * l_5 =$$

$$= \dots\dots\dots$$

Крутящий момент нагружает тихоходный вал на участке от зубчатого колеса до муфты и передается на вал барабана $T_{111} = 1872,4 \text{ Нм}$.

Суммарные радиальные нагрузки на опоры равны

$$R_E = F_{rE} = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \dots\dots\dots$$

$$R_K = F_{rK} = \sqrt{R_{Kx}^2 + R_{Ky}^2} = \dots\dots\dots$$

Суммарный изгибающий момент под зубчатым колесом

$$M_{и1} = \sqrt{M_{Их}^2 + M_{Иу}^2} = \dots\dots\dots$$

Суммарный изгибающий момент под опорой E

$$M_{и11} = \sqrt{M_{Их}^2 + M_{Иу}^2} = \dots\dots\dots$$

4.7 Подбор подшипников

4.7.1. Быстроходный вал

Проверяем долговечность выбранного подшипника (коэффициент осевого нагружения $\epsilon = \dots\dots\dots$). Минимальный желаемый срок службы подшипника

$L_h = 10\,000$ часов. Осевая сила на валу $F_{a1} = \dots\dots\dots$ направлена к опоре В. Осевые составляющие S_i от действия радиальных сил [6, с. 216]

$$S_A = 0,83\epsilon * F_{rA} = \dots\dots\dots$$

$$S_B = 0,83\epsilon * F_{rB} = \dots\dots\dots$$

Здесь $S_A < S_B$; $F_{a1} = \dots\dots\dots$

Определяем расчетные осевые силы в опорах [6, с.217]:

$$F_{aA} = S_A = \dots\dots\dots$$

$$F_{aB} = S_B + F_{a1} = \dots\dots\dots$$

В данном случае очевидно, что радиальная и осевая нагрузки больше в опоре В. Проверим долговечность подшипника наиболее нагруженной опоры.

Определяем [6, с.212]

$$F_{aB} / V * F_{rB} = \dots\dots\dots,$$

Где V – коэффициент при вращении внутреннего кольца $V=1$, при вращении наружного $V=1,2$. Находим коэффициенты радиальной X и осевой нагрузки Y . По табл. 9.18 [6,с.402].

Эквивалентная нагрузка в опоре В [6,с.212]:

$$P_B = (XVF_{rB} + YF_{aB}) * K_B * K_T = \dots\dots\dots,$$

Где K_B – коэффициент безопасности [6, с. 214]

K_T – температурный коэффициент [6, с.214].

Расчетная долговечность [7, с. 3]

$$L_h = 10^6 / 60 * n_1 (C / P_B)^m * a_1 * a_{23} = \dots\dots\dots$$

где C – динамическая грузоподъемность;

m – показатель степени ($m = 3$ для шариковых и $m = 10/3$ для роликовых подшипников);

a_1 – коэффициент долговечности;

a_{23} – коэффициент условий работы.

В каталогах указаны значения C и коэффициента надежности $S = 0,9$;

$a_1 = 1$. Если вероятность безотказной работы отличается от 0,9, то это учитывают коэффициентом a_1 [7, с.3].

Значения коэффициентов условий работы a_{23} лежат в диапазоне $0,1 \leq a_{23} \leq 5$ [7,с.3], при нормальных условиях смазывания (смазывание разбрызгиванием или консистентной смазкой) принимают $a_{23} = 1$.

Долговечность приемлема.....

Такой же подшипник установлен и в менее нагруженной опоре А.

4.7.2.Промежуточный вал.

Проверяем долговечность выбранного подшипника 7310 (коэффициент осевого нагружения $e=0,31$).

Осевая сила на валу $F_{111} = F_{a3} - F_{a2} = \dots\dots\dots$
направлена к опоре D.

Осевые составляющие S_i от действия радиальных сил [6, с. 216]

$S_C = 0,83e * F_{rC} = \dots\dots\dots$

$S_D = 0,83e * F_{rD} = \dots\dots\dots$

Определяем расчетные осевые силы в опорах [6, с.217]:

$F_{aC} = S_C = \dots\dots\dots$

$F_{aD} = S_D + F_{a11} = \dots\dots\dots$

В данном случае очевидно, что радиальная и осевая нагрузки больше в опоре D. Проверим долговечность подшипника наиболее нагруженной опоры.

Определяем

$F_{aD} / V * F_{rD} = \dots\dots\dots,$

Находим коэффициенты радиальной X и осевой нагрузки Y.

По табл. 9.18 [6,с.402].

$X = \dots\dots\dots$; $Y = \dots\dots\dots$

Эквивалентная нагрузка в опоре D [6,с.212]:

$P_D = (XV F_{rD} + Y F_{aD}) * K_b * K_T = \dots\dots\dots,$

Расчетная долговечность

$L_h = 10^6 / 60 * n_{11} (C / P_B)^m * a_1 * a_{23} = \dots\dots\dots$

Такой же подшипник установлен и в менее нагруженной опоре С.

4.7.3. Тихоходный вал

Осевая сила на валу $F_{111} = F_{a4} = 2396$ Н направлена к опоре Е

Определяем параметр [7,с.9] $\lambda = l/d_n = \dots\dots\dots,$

Где l – расстояние между опорами $l = l_4 + l_5 = \dots\dots\dots$;

d_n - внутренний диаметр подшипника.

Для валов малой жесткости $\lambda > 10$ рекомендуется использовать двухрядные сферические шарико- и роликоподшипники [7,с.9] . Считаем , что осевая сила воспринимается более нагруженным подшипником,тогда[7,с.9]

$f = F_a / F_r = F_{a111} / F_{rE} = \dots\dots\dots$

Где F_r – радиальная нагрузка на наиболее нагруженный подшипник. Поскольку $f < 0,35$ и $\lambda < 10$, то вариант установки вала на подшипниках типа 0000 является рекомендуемым [7, с.14]. По диаметру $d_n = \dots$ мм выбираем подшипник средней серии №....., для которого по каталогу находим $C = \dots$

$C_o = \dots$

Составляем отношение

$F_a / C_o = \dots$

и определяем параметр осевого нагружения [7, с.14]

$e = 0,518 * (F_a / C_o)^{0,24} = \dots$

Сравниваем f и e .

Эквивалентная нагрузка в опоре E :

$P_E = (X * V * F_{rD} + Y * F_{aD}) * K_b * K_T = \dots$

Определяем расчетную долговечность:

$L_h = 10^6 / 60 * n_{111} (C / P_E)^m * a_1 * a_{23} = \dots$

4.8. Уточненный расчет валов

Расчет вала на усталостную прочность заключается в определении коэффициента прочности в опасном сечении и сопоставлении его с допускаемым значением [7, с. 20]

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{(S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2}} \geq [S]$$

где $[S]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности, рекомендуется принимать $[S] = 2,5$;

S_σ и S_τ - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

4.8.1. Быстроходный вал

Значения S_σ и S_τ определяются по формулам [7, с. 20]

$S_\sigma = \sigma_{-1} / (\sigma_a K_{\sigma D} / K_{C\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m)$,

$S_\tau = \tau_{-1} / (\tau_a K_{\tau D} / K_{C\tau} + \psi_\tau \tau_m)$

Где σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости стали при изгибе и кручении,

$K_{C\sigma}$, $K_{C\tau}$ - коэффициенты долговечности,

ψ_σ , ψ_τ - коэффициенты асимметрии циклов;

σ_a и τ_a – амплитудные, σ_m , τ_m - средние значения нормальных и касательных напряжений;

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ - приведенные эффективные коэффициенты концентрации напряжений в детали.

Предел выносливости зависит от предела прочности материала вала

σ_B и определяется по формулам [7, с.20]:

$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_B$ - для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 * \sigma_B + 100$ - для легированных сталей;

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}.$$

Материал быстроходного вала (вал – шестерня).

$$\sigma_B = [7, с.21].$$

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + 100 =;$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} =$$

Коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ равны [7, с.20]:

$$K_{\sigma D} = [K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + \beta - 1] / \beta_y,$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + \beta - 1) / \beta_y,$$

Где K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений,

ε_{σ} и ε_{τ} - масштабные факторы, β - фактор шероховатости,

β_y - коэффициент, учитывающий поверхностное упрочнение вала. Фактор шероховатости зависит от способа обработки поверхности вала и прочности материала вала [7, с.20]

$\beta = 0,97 - 1,5 * 10^{-4} (\sigma_B - 400)$ - для шлифованной поверхности,

$\beta = 0,96 - 2,5 * 10^{-4} (\sigma_B - 400)$ - при чистовой обточке,

$\beta = 0,9 - 3 * 10^{-4} (\sigma_B - 400)$ - при грубой обточке.

Для быстроходного вала $\beta = 0,96 - 2,5 * 10^{-4} (\sigma_B - 400) = 0,83$.

При отсутствии упрочнения поверхности вала принимают $\beta_y = 1$, иначе – по табл. 4 [7, с.21]. Опасным сечением для быстроходного вала является сечение под опорой В, где действует максимальный изгибающий момент

$M_{и max} = Нм$ и крутящий момент $T_1 =$

Концентратором напряжений в данном сечении является напрессовка подшипника. Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношение $K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ и $K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,4 + 0,6 K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$.

Для быстроходного вала при $d_{II} =$, $\sigma_B =$;

$$K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} = по табл. 12.18 [1, с.215].$$

$$K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,4 + 0,6 K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} =$$

Определяем коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$

$$K_{\sigma D} =$$

$$K_{\tau D} =$$

Коэффициент асимметрии цикла вычисляют по формуле [7, с.22]

$$\psi_{\sigma} = 0,02(1 + 0,01 \sigma_B) =$$

$$\psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma} =$$

При определении амплитудных и средних значений напряжений цикла при изгибе учитывают его симметричный характер.

$$\sigma_a = \frac{M_{и max} * 10^3}{W_x} =$$

Где W_x – осевой момент сопротивления сечения вала в $мм^3$

$$W_x = \pi * d_n^3 / 32 =$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений при наличии осевой нагрузки F_a

$$\sigma_m = 4 * F_a / \pi * d_n^2 =$$

Для касательных напряжений более характерным является отнулевой цикл, что позволяет принять

$$\tau_a = \tau_m = 500 * T_1 / W_{\rho} =$$

где W_{ρ} - полярный момент сопротивления в $мм^3$,

$$W_{\rho} = \pi * d_n^3 / 16 =$$

Коэффициенты долговечности равны [7,с.23]

$$K_{C\sigma} = K_{C\tau} = \sqrt[m_f]{4 \cdot 10^6 / N_{FE}} \geq 1,$$

Где $m_f = 6$ при $HV \leq 350$ и $m_f = 6$ при $HV > 350$.

N_{FE} - эквивалентное число циклов напряжений, определяемое по формуле

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \cdot K_{FE} \quad [7,с.23].$$

Принимаем для быстроходного вала

$m_f = 6$ [Сталь 40ХН, термообработка – улучшение),

$$N_{\Sigma} = 5,84 \cdot 10^8 \quad [8,с.20]$$

$$K_{FE} = 0,06 \quad [8,табл. 3],$$

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \cdot K_{FE} = 5,84 \cdot 10^8 \cdot 0,06 = 3,5 \cdot 10^7$$

При $N_{FE} > 4 \cdot 10^4$ принимают $K_{C\sigma} = K_{C\tau} = 1$.

Определяем значения S_{σ} и S_{τ}

$$S_{\sigma} = \dots\dots\dots,$$

$$S_{\tau} = \dots\dots\dots$$

.

Определяем коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{(S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2)^{1/2}} = \dots\dots\dots$$

Большой коэффициент запаса прочности получился потому, что пришлось увеличивать диаметр выходного участка вала для соединения с электродвигателем стандартной муфтой.

4.8.2. Промежуточный вал

Материал промежуточного вала определяется материалом цилиндрической шестерни (вал – шестерня),.

$$\sigma_{-1} = \dots\dots\dots,$$

$$\tau_{-1} = \dots\dots\dots$$

Наиболее опасными по нагружению являются сечения под шестерней тихоходной передачи и под колесом конической передачи (см. рис. 6)

Учитывая, что промежуточный вал редуктора – вал – шестерня, выполняем проверку сечения под колесом конической передачи, концентрация напряжений здесь обусловлена наличием шпоночной канавки с размерами поперечного сечения $b = \dots$ мм и $t_1 = \dots\dots$

Суммарный изгибающий момент в опасном сечении $M_i = \dots\dots\dots$

и крутящий момент $T_{11} = \dots\dots\dots$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сечения со шпоночным пазом равны [7,с .25]

$$K_{\sigma} = \dots;$$

$$K_{\tau} = \dots$$

Масштабный фактор при действии нормальных напряжений для углеродистых сталей определяют по формуле $\varepsilon_{\sigma} = 1,68 / d_k^{0,19}$. Значения ε_{σ} для легированных сталей, ε_{τ} для любых сталей следует вычислять по формуле [7, с. 25].

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 1,63 / d_k^{0,22},$$

где d_k - диаметр вала.

$$\text{Для промежуточного вала } \varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = \dots,$$

$$\text{Фактор шероховатости } \beta = 0,96 - 0,25 * 10^{-4} * (\sigma_B - 400) = \dots$$

Определяем коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + \beta - 1) / \beta_y = \dots;$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + \beta - 1) / \beta_y = \dots$$

Коэффициенты асимметрии цикла

$$\Psi_{\sigma} = 0,2;$$

$$\Psi_{\tau} = 0,1;$$

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_a = M_{\text{и}} * 10^3 / W_x = \dots;$$

Ослабление сечения вала шпоночным пазом учитывают при определении осевого и полярного моментов сопротивления:

$$W_x = \pi * d_k^3 / 32 - b * t_1 * (d_k - t_1) / 2 d_k \dots$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений

$$\sigma_m = 4 * F_{aII} / \pi * d_k^2 = \dots$$

Для касательных напряжений

$$\tau_a = \tau_m = 500 * T_{111} / W_{\rho} =;$$

$$W_{\rho} = \pi * d_k^3 / 16 - b t_1 * (d_k - t_1) / 2 d_k = \dots$$

Коэффициенты долговечности:

$$m_F = 6 (\text{Сталь 40 ХН, термообработка – улучшение}) ;$$

$$N_{\Sigma} = 2,09 * 10^8 \text{ [8, с. 20]}$$

$$K_{FE} = 0,06 \text{ [8, таб.3]};$$

$$N_{FE} = N_{\Sigma} * K_{FE} = 2,09 * 10^8 * 0,06 = 1,25 * 10^7$$

При $N_{FE} > 4 * 10^6$ принимают $K_{C\sigma} = K_{C\tau} = 1$

Определяем значения S_{σ} и S_{τ} .

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_a * K_{\sigma D} / K_{C\sigma} + \Psi_{\sigma} * \sigma_m) = \dots$$

$$S\tau = \tau_{-1} / (\tau_a * K_{\tau D} / K_{C\tau} + \Psi\tau * \tau_m) = \dots\dots\dots$$

Определяем коэффициенты прочности

$$S = S\sigma * S\tau / \sqrt{S^2\sigma + S\tau^2} = \dots\dots\dots$$

4.8.3. Тихоходный вал

Материал тихоходного вала выбираем

. Предел прочности $\sigma_B = \dots\dots\dots$ [7, с. 21]

Определяем пределы выносливости стали

$$\sigma_{-1} = \dots\dots\dots;$$

$$\tau_{-1} = \dots\dots\dots$$

Наиболее опасным сечением по нагружению является сечение под опорой E, здесь действует максимальный изгибающий момент $M_{и\max} = \dots\dots\dots$ и крутящий момент $T_{111} = \dots\dots\dots$ (рис. 8).

Концентратором напряжений в данном сечении является напрессовка подшипника.

Определяем отношение $K_\sigma / \varepsilon_\sigma = \dots\dots\dots$

$$K_\tau / \varepsilon_\tau = 0,4 + 0,6 * K_\sigma / \varepsilon_\sigma = \dots\dots\dots$$

Фактор шероховатости

$$\beta = 0,96 - 0,25 * 10^{-4} * (\sigma_B - 400) = \dots\dots\dots$$

Определяем коэффициенты $K_{C\sigma}$ и $K_{C\tau}$

$$K_{C\sigma} = (K_\sigma / \varepsilon_\sigma + \beta - 1) / \beta_y = \dots\dots\dots;$$

$$K_{C\tau} = (K_\tau / \varepsilon_\tau + \beta - 1) / \beta_y = \dots\dots\dots$$

Коэффициенты асимметрии цикла

$$\Psi_\sigma = 0,02 * (1 + 0,01 * \sigma_B) = \dots\dots\dots;$$

$$\Psi_\tau = 0,5 * \Psi_\sigma \dots\dots\dots;$$

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_a = M_{и} * 10^3 / W_x = \dots\dots\dots;$$

$$W_x = \pi * d_\Pi^3 / 32 = \dots\dots\dots$$

Средние напряжения цикла нормальных и касательных напряжений

$$\sigma_m = 4 * F_{a111} / \pi^2 = \dots\dots\dots;$$

$$\tau_a = \tau_m = 500 * T_{111} / W_\rho = \dots\dots\dots;$$

$$W_\rho = \pi * d_\Pi^3 / 16 = \dots\dots\dots$$

Коэффициенты долговечности

$m_F = 6$ (Сталь 45, термообработка – улучшение);

$$N_\Sigma = 4,63 * 10^7 \text{ [8, с. 20]};$$

$$K_{FE} = 0,06 \text{ [8, таб.3]};$$

$$N_{FE} = N_{\Sigma} * K_{FE} = 4,63 * 10^7 * 0,06 = 2,78 * 10^6$$

$$K_{C\sigma} = K_{C\tau} = \sqrt[6]{\frac{4 * 10^6}{2,78 * 10^6}} = \sqrt[6]{\frac{4 * 10^6}{2,78 * 10^6}} = 1,06.$$

Определяем значения S_{σ} и S_{τ} .

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_a * K_{\sigma D} / K_{C\sigma} + \Psi_{\sigma} * \sigma_m) = \dots\dots\dots$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_a * K_{\tau D} / K_{C\tau} + \Psi_{\tau} * \tau_m) = \dots\dots\dots$$

Определяем коэффициенты прочности

$$S = S_{\sigma} * S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} = \dots\dots\dots$$

5.Определение основных размеров корпуса редуктора

Рекомендации по определению размеров элементов корпуса редуктора приведены в работах [1; 4; 5].

6.Смазка редуктора

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
2. Казанский Г.И. Детали машин: Методические указания по расчету зубчатых и червячных передач. Свердловск : УПИ, 1983. 44с.
3. Баранов Г.Л., Песин Ю.В. Выбор материала и определение допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач с использованием ЭВМ: Методические указания к курсовому проекту по деталям машин. Свердловск: УПИ, 1989. 19 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арфьев и др. Л.: Машиностроение , 1984, 400 с.
5. Баранов Г.Л., Песин Ю.В. Расчет конических зубчатых передач с использованием ЭВМ: Методические указания к курсовому проекту по деталям машин. Свердловск: УПИ, 1989. 19 с.
6. Баранов Г.Л., Песин Ю.В. Расчет конических зубчатых передач с использованием ЭВМ: Методические указания к курсовому проекту по деталям машин. Свердловск: УПИ, 1989. 28 с.