

Содержание

Реферат	3
Введение.....	4
1 Выбор электродвигателя привода	5
2 Расчет зубчатых передач	8
2.1 Расчет цилиндрической шевронной передачи.....	8
2.2 Расчет цилиндрической косозубой передачи	14
3 Расчет валов	20
4 Выбор и расчет подшипников	23
5 Расчет шпонок	24
6 Выбор муфты.....	27
7 Конструирование и расчет корпусных деталей	28
8 Смазка и смазочные устройства	29
Список использованных источников	31

Реферат

Требуется спроектировать привод ленточного конвейера по исходным данным.

Схема привода показана на рисунке 1

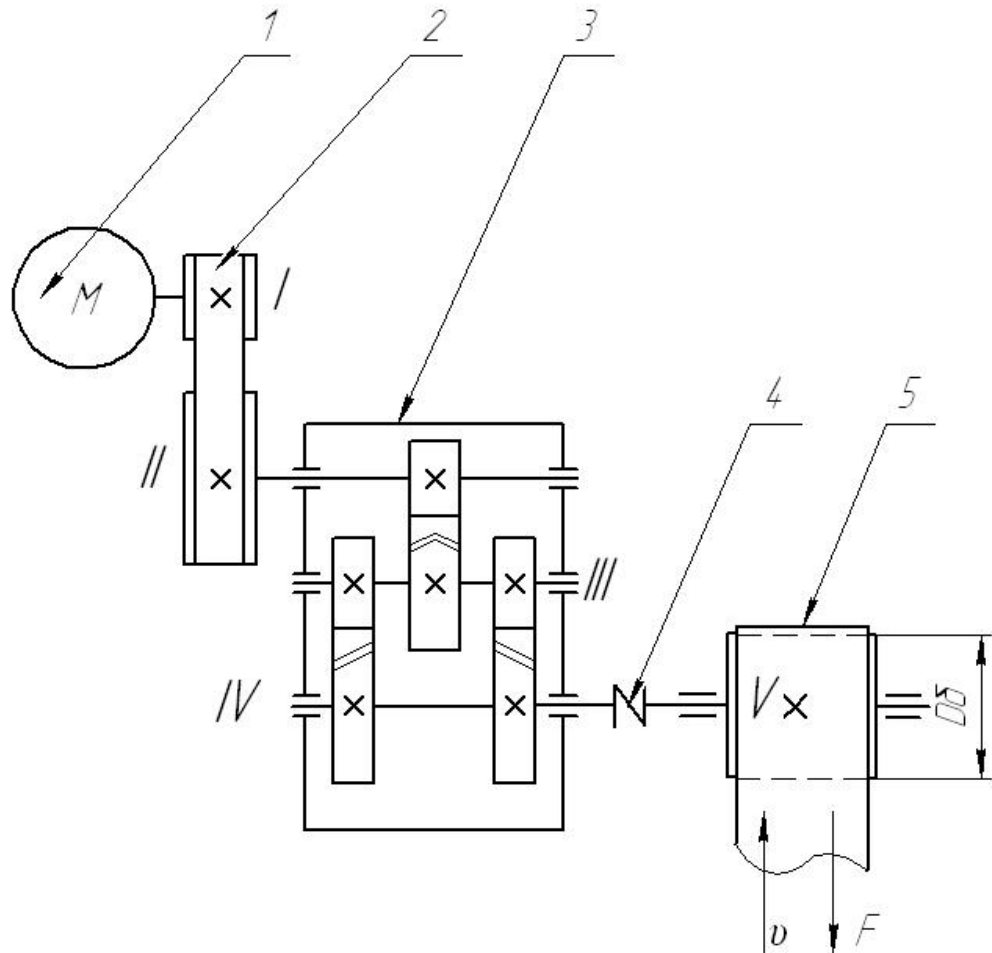


Рисунок 1 – схема привода

1 – электродвигатель; 2 – плоскоременная передача; 3 – редуктор;
4 – муфта; 5 – приводной барабан; I, II, III, IV, V – валы.

$F = 8 \text{ кН}$ – полезное усилие;

$v = 0,6 \text{ м/с}$ – скорость ленты;

$D_6 = 340 \text{ мм}$ – диаметр барабана;

$K_c = 0,35$ – коэффициент использования в течении суток;

$K_r = 0,5$ – коэффициент использования в течении года;

$T = 9 \text{ лет}$ – срок службы;

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата

КП ДМ 01.00.00 ПЗ

Лист

3

Введение

Одним из важнейших факторов научно-технического прогресса, способствующих скорейшему совершенствованию общественного производства и росту его эффективности, является проблема повышения уровня подготовки специалистов.

Решению этой задачи способствует выполнение курсового проекта по «Деталям машин» базирующегося на знаниях физико-математических и общетехнических дисциплин- математики, механики, сопротивления материалов, технологии металлов, черчения.

Объектом курсового проектирования является одноступенчатый редуктор -механизм, состоящий из зубчатой передачи, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора - понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.

Редуктор проектируется по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения, что характерно для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов.

Редукторы классифицируются по следующим признакам:

по типу передач (зубчатые, червячные или зубчато-червячные,

по числу ступеней (одноступенчатые, многоступенчатые);

по типу колёс (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические);

по расположению валов в пространстве (горизонтальные, вертикальные).

1 Выбор электродвигателя привода

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_p \cdot \eta_{\text{з.шев}} \cdot \eta_{\text{з.кос}} \cdot \eta_{\text{муфт}} \cdot \eta_{\text{подш}}$$

где η_p - КПД ременной передачи; $\eta_{\text{з.шев}}$ - КПД шевронной передачи;
 $\eta_{\text{з.кос}}$ - КПД косозубой передачи; $\eta_{\text{муфт}}$ - КПД муфты; $\eta_{\text{подш}}$ - КПД пары
подшипниковых опор.

$$\eta_{\text{общ}} = 0.97 \cdot 0.96 \cdot 0.96^2 \cdot 0.97 \cdot 0.99^4 = 0.80$$

Мощность на приводном валу:

$$P_v = Fv = 8000 \cdot 0.6 = 4.8 \text{ кВт.}$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_v}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{4.8}{0.80} = 6 \text{ кВт}$$

Выбираем электродвигатель АИРС100L2: $P = 6.3 \text{ кВт}$; $n = 2805 \text{ об/мин.}$

Угловая скорость барабана:

$$\omega_5 = \frac{2v}{D_6} = \frac{2 \cdot 0.6}{0.34} = 3.53 \text{ рад/сек.}$$

Частота вращения приводного барабана:

$$n_5 = \frac{30\omega_5}{\pi} = \frac{30 \cdot 3.53}{3.14} = 33.73 \text{ об/мин.}$$

Передаточное число привода:

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{2805}{33.73} = 83.16.$$

Разобъем на ступени:

Выберем передаточное число шевронных колес $U_{\text{шев}} = 3.4$,

передаточное число косозубых колес $U_{\text{кос}} = 5$.

Передаточное число ременной передачи:

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		5

$$U_{\text{рем}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_{\text{шев}} U_{\text{кос}}} = \frac{83.16}{3.4 \cdot 5} = 4.89$$

Угловые скорости и частоты вращения на валах:

$$n_{\text{дв}} = n_1 = 2805 \text{ об/мин}; \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3.14 \cdot 2805}{30} = 293.59 \text{ рад/сек.}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{рем}}} = \frac{2805}{4.89} = 573.62 \text{ об/мин}; \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3.14 \cdot 573.62}{30} = 60.04 \text{ рад/сек.}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{шев}}} = \frac{573.62}{3.4} = 168.71 \text{ об/мин}; \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3.14 \cdot 168.71}{30} = 17.60 \text{ рад/сек.}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{\text{кос}}} = \frac{168.71}{5} = 33.74 \text{ об/мин}; \omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3.14 \cdot 33.74}{30} = 3.53 \text{ рад/сек.}$$

$$n_5 = n_4, \omega_5 = \omega_4$$

Определение мощности и крутящего момента на валах

Крутящие моменты на валах:

$$T_5 = \frac{P_5}{\omega_5} = \frac{4800}{3.53} = 1359.77 \text{ Нм}$$

$$T_4 = \frac{T_5}{\eta_{\text{муф}} \eta_{\text{подш}}} = \frac{1359.77}{0.97 \cdot 0.99} = 1415.99 \text{ Нм}$$

$$T_3 = \frac{T_4}{U_{\text{кос}} \eta_{\text{з.кос}}^2 \eta_{\text{подш}}} = \frac{1415.99}{5 \cdot 0.96^2 \cdot 0.99} = 310.39 \text{ Нм}$$

$$T_2 = \frac{T_3}{U_{\text{шев}} \eta_{\text{з.шев}} \eta_{\text{подш}}} = \frac{310.39}{3.4 \cdot 0.96 \cdot 0.99} = 96.06 \text{ Нм}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{U_{\text{рем}} \eta_{\text{р}} \eta_{\text{подш}}} = \frac{96.06}{4.89 \cdot 0.97 \cdot 0.99} = 20.46 \text{ Нм}$$

Мощности на валах:

$$P_5 = 4800 \text{ Вт}$$

$$P_4 = T_4 \cdot \omega_4 = 1415.99 \cdot 3.53 = 4998.44 \text{ Вт}$$

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = 310.39 \cdot 17.60 = 5462.86 \text{ Вт}$$

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 96.06 \cdot 60.04 = 5767.44 \text{ Вт}$$

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 20.46 \cdot 293.59 \approx 6000 \text{ Вт}$$

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		7

2 Расчет зубчатых передач

2.1 Расчет цилиндрической шевронной передачи

Выбор материалов и термической обработки колес:

для шестерни сталь 40X, термообработка – улучшение, твердость 269–302 НВ, средняя твердость $HV_{02} = 285$;

для колеса сталь 40X, термообработка – улучшение, твердость 235–262 НВ, средняя твердость $HV_{03} = 250$.

Определение допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N / S_H, \text{ МПа}$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений

для шестерни $\sigma_{Hlim} = 2HV_{02} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$;

для колеса $\sigma_{Hlim} = 2HV_{03} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$;

S_H – коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,1$;

Z_N – коэффициент долговечности.

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0} / N_K} \geq 0.75$$

где N_{H0} – базовое число циклов напряжений;

N_K – Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы передачи, при постоянном режиме нагружения.

для шестерни :

$$N_{H02} = 30(HV)^{2.4} = 30 \cdot 285^{2.4} = 2.34 \cdot 10^7$$

для колеса:

$$N_{H03} = 30(HV)^{2.4} = 30 \cdot 250^{2.4} = 1.71 \cdot 10^7$$

Расчетное число циклов напряжений

$$N_K = 60n \cdot c \cdot L_h$$

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		8

где n – частота вращения шестерни, колеса, мин-1;

s – число зацеплений зуба за один оборот колеса. Для нереверсивной передачи $s = 1$;

L_h – срок службы передачи, час;

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_r \cdot K_c;$$

где L – число лет работы передачи, год;

K_r – коэффициент годового использования передачи,

K_c – коэффициент использования передачи в течении суток

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot 9 \cdot 0.5 \cdot 0.35 = 13797 \text{ ч.}$$

Расчетное число циклов напряжений:

для шестерни :

$$N_{K2} = 60 \cdot 573.62 \cdot 1 \cdot 13797 = 47.48 \cdot 10^7$$

для колеса:

$$N_{K3} = 60 \cdot 168.71 \cdot 1 \cdot 13797 = 13.92 \cdot 10^7$$

Коэффициент долговечности:

для шестерни :

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{2.34 \cdot 10^7 / 47.48 \cdot 10^7} = 0.86 \geq 0.75$$

для колеса:

$$Z_{N3} = \sqrt[20]{1.71 \cdot 10^7 / 13.92 \cdot 10^7} = 0.88 \geq 0.75$$

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни :

$$[\sigma_{H2}] = 640 \cdot 0.86 / 1.1 = 500.36 \text{ МПа}$$

для колеса:

$$[\sigma_{H3}] = 570 \cdot 0.88 / 1.1 = 465 \text{ МПа}$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 465 \text{ МПа}$

Определение допускаемых напряжений изгиба:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\text{lim}} Y_R Y_Z Y_A Y_N / S_F, \text{ МПа},$$

где $\sigma_{F_{lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

$$\text{для шестерни } \sigma_{F_{lim2}} = 1.75HB_{02} = 1.75 \cdot 285 = 498.7 \text{ МПа}$$

$$\text{для колеса } \sigma_{F_{lim3}} = 1.75HB_{03} = 1.75 \cdot 250 = 437.5 \text{ МПа}$$

$$S_F \text{ – коэффициент запаса прочности, } S_F = 1.7$$

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, $Y_R = 1$;

Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки шестерни и колеса. Для поковок и штамповок $Y_Z = 1$;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При неревверсивной передаче $Y_A = 1$;

$$Y_N = \sqrt[9]{N_{F0}/N_k} \geq 1$$

где N_{F0} – базовое число циклов напряжений. Для сталей $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$

Так как расчетное число циклов напряжений для шестерни N_{K2} и для колеса N_{K3} больше базового числа циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, то принимаем $Y_N = 1.0$.

$$\text{Для шестерни } [\sigma_{F2}] = 498.7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1.7 = 293.35 \text{ МПа ,}$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{F3}] = 437.5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1.7 = 257.35 \text{ МПа ,}$$

Определение межосевого расстояния:

$$a_w \geq K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_H}{u \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \text{ мм}$$

где $K_a = 450$ – вспомогательный коэффициент;

u – передаточное число,

T_2 – вращающий момент на шестерне, Нм,

K_H – коэффициент нагрузки. Для косозубой передачи предварительно принимаем $K_H = 1.2$,

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса. Для шевронных колес

$$\psi_{ba} = 0.75$$

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

$$a_w \geq 450 \cdot (3.4 + 1) \sqrt[3]{\frac{96.06 \cdot 1.2}{3.4 \cdot 0.75 \cdot 465^2}} = 117.51 \text{ мм}$$

Из ряда стандартных чисел принимаем $a_w = 120$ мм

Определение модуля передачи

Минимальное значение модуля из условия прочности на изгиб

$$m \geq \frac{K_m T_2 (u + 1)}{a_w b_3 [\sigma_F]_3}, \text{ мм}$$

где $K_m = 5.6 \cdot 10^3$ - для косозубой передачи,

b_3 - ширина венца колеса на валу III, мм.

$$b_3 = \psi_{ba} a_w = 0.75 \cdot 120 = 90 \text{ мм},$$

$$m \geq \frac{5.6 \cdot 10^3 \cdot 96.06 \cdot (3.4 + 1)}{120 \cdot 90 \cdot 257.35} = 0.851 \text{ мм},$$

Максимально допустимый модуль передачи

$$m_{\max} \approx 2a_w / [17(u + 1)] = 2 \cdot 120 / [17(3.4 + 1)] = 3.2 \text{ мм},$$

Принимаем по ГОСТ 9563-80 стандартное значение окружного модуля $m = 2.5$ мм.

Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса.

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес:

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m / b_3) = \arcsin(4 \cdot 2.5 / 90) = 6.37^\circ$$

Предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$.

Суммарное число зубьев:

$$z_s = 2a_w \cos \beta / m = 2 \cdot 120 \cos 10^\circ / 2.5 = 94.54$$

Принимаем $z_s = 95$

Определение числа зубьев шестерни и колеса.

$$z_2 = z_s / (u + 1) = 95 / (3.4 + 1) = 21.59$$

Принимаем $z_2 = 22 > z_{2\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 10^\circ \approx 16$,

Так как $z_2 = 22 > (z_{2\min} + 2) = 18$, то зубчатые колеса изготавливаются без смещения исходного контура ($x_2 = x_3 = 0$).

Число зубьев колеса $z_3 = z_s - z_2 = 95 - 22 = 73$.

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

Уточнение передаточного числа

$$u_{\phi} = z_3 / z_2 = 73 / 22 = 3.32.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100\% = \frac{|3.32 - 3.4|}{3.4} 100\% = 2.35\% < [\Delta u] = 3\%$$

Уточнение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = m(z_3 + z_2) / 2a_w = 2.5 \cdot (73 + 22) / 2 \cdot 120 = 0.98958$$

$$\beta = 8.28$$

Определение размеров зубчатых колес

Делительные диаметры:

$$\text{шестерни } d_2 = mz_2 / \cos \beta = 2.5 \cdot 22 \cos 8.28 = 54.43 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_3 = mz_3 / \cos \beta = 2.5 \cdot 73 \cos 8.28 = 180.6 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев:

$$\text{шестерни } d_{a2} = d_2 + 2m = 54.43 + 2 \cdot 2.5 = 59.43 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_{a3} = d_3 + 2m = 180.6 + 2 \cdot 2.5 = 185.6 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев:

$$\text{шестерни } d_{f2} = d_2 - 2.5m = 54.43 - 2.5 \cdot 2.5 = 48.18 \text{ мм};$$

$$\text{колеса } d_{f3} = d_3 - 2.5m = 180.6 - 2.5 \cdot 2.5 = 174.35 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца:

$$\text{колеса } b_3 = 90 + b = 90 + 34 = 124 \text{ мм (габаритная ширина)};$$

где b – ширина канавки для выхода червячной фрезы (при $m = 2.5$ мм, $b = 34$ мм),

$$\text{шестерни } b_2 = b_3 + 10 = 124 + 10 = 134 \text{ мм}.$$

Определение усилий в зацеплении.

Окружная сила:

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 96.06 / 54.43 \cdot 10^{-3} = 3529.67 \text{ Н}.$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 3529.67 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 8.28 = 1298.23.$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3529.67 \cdot \operatorname{tg} 8.28^\circ = 513.66.$$

Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u + 1)}{d_2 b_3 u}} \leq [\sigma_{H3}] \text{ МПа},$$

где $Z_E = 190$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых колес. $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_a} = \sqrt{1/1.67} = 0.874$

ε_a – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_a \approx [1.88 - 3.2(1/z_2 + 1/z_3)] \cos \beta = [1.88 - 3.2(1/22 + 1/73)] \cos 8.28 = 1.67;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. $Z_H = 2.5$;

$u_\phi = 3.32$ – фактическое передаточное число;

K_H – коэффициент нагрузки $K_H = 1.2$

$$\sigma_H = 190 \cdot 0.874 \cdot 2.5 \sqrt{\frac{3529.67 \cdot 1.2 \cdot (3.32 + 1)}{54.43 \cdot 90 \cdot 3.32}} = 440.34 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 440.34 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 465 \text{ МПа}$$

Условие выполнилось.

Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_3 m} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F], \text{ МПа}$$

где K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = 1.5$;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба

$$Y_{FS} = 3.47 + 13.2/z_v - 27.9x/z_v + 0.092x^2,$$

z_v – эквивалентное число зубьев колес;

x – коэффициент смещения;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 1$;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1$.

Для косозубых передач без смещения исходного контура $x_2 = x_3 = 0$.

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		13

Для шестерни $Y_{FS2} = 3.47 + 13.2/22 = 4.07$;

для колеса $Y_{FS3} = 3.47 + 13.2/73 = 3.65$,

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F2} = \frac{3529.67 \cdot 1.5}{90 \cdot 2.5} 4.07 \cdot 1 \cdot 1 = 95.77 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 293.35 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{3529.67 \cdot 1.5}{90 \cdot 2.5} 3.65 \cdot 1 \cdot 1 = 85.89 \text{ МПа} < [\sigma_{F3}] = 257.35 \text{ МПа}$$

2.2 Расчет цилиндрической косозубой передачи

Выбор материалов и термической обработки колес:

для шестерни сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость 269–302 НВ, средняя твердость $HB_{03} = 285$;

для колеса сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость 235–262 НВ, средняя твердость $HB_{04} = 250$.

Определение допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N / S_H, \text{ МПа}$$

для шестерни $\sigma_{Hlim} = 2HB_{03} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$;

для колеса $\sigma_{Hlim} = 2HB_{04} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$;

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0}/N_K} \geq 0.75$$

для шестерни :

$$N_{H01} = 30(HB)^{2.4} = 30 \cdot 285^{2.4} = 2.34 \cdot 10^7$$

для колеса:

$$N_{H02} = 30(HB)^{2.4} = 30 \cdot 250^{2.4} = 1.71 \cdot 10^7$$

Расчетное число циклов напряжений

$$N_K = 60n \cdot c \cdot L_h$$

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_r \cdot K_c ;$$

$$L_h = 365 \cdot 24 \cdot 9 \cdot 0.5 \cdot 0.35 = 13797 \text{ ч.}$$

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

Расчетное число циклов напряжений:

для шестерни :

$$N_{K3} = 60 \cdot 168.71 \cdot 1 \cdot 13797 = 13.97 \cdot 10^7$$

для колеса:

$$N_{K4} = 60 \cdot 33.74 \cdot 1 \cdot 13797 = 2.79 \cdot 10^7$$

Коэффициент долговечности:

для шестерни:

$$Z_{N3} = \sqrt[20]{2.34 \cdot 10^7 / 13.97 \cdot 10^7} = 0.91 \geq 0.75$$

для колеса:

$$Z_{N4} = \sqrt[20]{1.71 \cdot 10^7 / 2.79 \cdot 10^7} = 0.96 \geq 0.75$$

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни :

$$[\sigma_{H3}] = 640 \cdot 0.91 / 1.1 = 529.45 \text{ МПа}$$

для колеса:

$$[\sigma_{H4}] = 570 \cdot 0.96 / 1.1 = 497.45 \text{ МПа}$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 497.45 \text{ МПа}$

Определение допускаемых напряжений изгиба:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\text{lim}} Y_R Y_Z Y_A Y_N / S_F, \text{ МПа},$$

для шестерни $\sigma_{F\text{lim}3} = 1.75 \text{HB}_{03} = 1.75 \cdot 285 = 498.7 \text{ МПа}$

для колеса $\sigma_{F\text{lim}4} = 1.75 \text{HB}_{04} = 1.75 \cdot 250 = 437.5 \text{ МПа}$

для шестерни $[\sigma_{F3}] = 498.7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1.7 = 293.35 \text{ МПа},$

для колеса $[\sigma_{F4}] = 437.5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1.7 = 257.35 \text{ МПа},$

Определение межосевого расстояния:

$$a_w \geq K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{T K_H}{u \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \text{ мм}$$

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

$T = T_3 / 2 = 310.39 / 2 = 155.2$ Нм – вращающий момент на шестерне,
 Т.к. у нас две одинаковые пары косозубых зубчатых колес, то
 крутящий момент, передаваемый каждой парой, будет в два раза меньше.

K_H – коэффициент нагрузки. Для косозубой передачи предварительно
 принимаем $K_H = 1.2$,

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса. При симметричном
 расположении косозубых колес относительно опор выбираем $\psi_{ba} = 0,315$.

$$a_w \geq 450 \cdot (5 + 1) \sqrt[3]{\frac{155.2 \cdot 1.2}{5 \cdot 0.315 \cdot 497.45^2}} = 211.76 \text{ мм}$$

Из ряда стандартных чисел принимаем $a_w = 215$ мм

Определение модуля передачи

Минимальное значение модуля из условия прочности на изгиб

$$m \geq \frac{K_m T (u + 1)}{a_w b_4 [\sigma_{F4}]}, \text{ мм}$$

$$b_4 = \psi_{ba} a_w = 0.315 \cdot 215 = 67.73 \approx 70 \text{ мм},$$

$$m \geq \frac{6.8 \cdot 10^3 \cdot 152.2 \cdot (5 + 1)}{215 \cdot 70 \cdot 257.35} = 1.6 \text{ мм},$$

Максимально допустимый модуль передачи

$$m_{\max} \approx 2a_w / [17(u + 1)] = 2 \cdot 215 / [17(5 + 1)] = 4.22 \text{ мм},$$

Принимаем по ГОСТ 9563-80 стандартное значение окружного модуля
 $m = 3$ мм.

Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса.

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес:

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m / b_4) = \arcsin(4 \cdot 3 / 70) = 9.87^\circ$$

Предварительно принимаем угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$.

Суммарное число зубьев:

$$z_s = 2a_w \cos \beta / m = 2 \cdot 215 \cos 10^\circ / 3 = 141.16$$

Принимаем $z_s = 142$.

Определение числа зубьев шестерни и колеса.

$$z_3 = z_s / (u + 1) = 142 / (5 + 1) = 23.67$$

Принимаем $z_3 = 24 > z_{3\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 10^\circ \approx 16$,

Так как $z_3 = 24 > (z_{3\min} + 2) = 18$, то зубчатые колеса изготавливаются без смещения исходного контура ($x_3 = x_4 = 0$).

Число зубьев колеса $z_4 = z_s - z_3 = 142 - 24 = 118$.

Уточнение передаточного числа

$$u_\phi = z_4 / z_3 = 118 / 24 = 4.92.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% = \frac{|4.92 - 5|}{5} 100\% = 1.67\% < [\Delta u] = 3\%.$$

Уточнение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = m(z_4 + z_3) / 2a_w = 3 \cdot (118 + 24) / 2 \cdot 215 = 0.990698$$

$$\beta = 7.82^\circ$$

Определение размеров зубчатых колес

Делительные диаметры:

шестерни $d_3 = m z_3 / \cos \beta = 3 \cdot 24 / \cos 7.82 = 72.68$ мм ;

колеса $d_4 = m z_4 / \cos \beta = 3 \cdot 118 / \cos 7.82 = 357.72$ мм .

Диаметры вершин зубьев:

шестерни $d_{a3} = d_3 + 2m = 72.68 + 2 \cdot 3 = 78.68$ мм ;

колеса $d_{a4} = d_4 + 2m = 357.72 + 2 \cdot 3 = 363.72$ мм .

Диаметры впадин зубьев:

шестерни $d_{f3} = d_3 - 2.5m = 72.68 - 2.5 \cdot 3 = 65.18$ мм ;

колеса $d_{f4} = d_4 - 2.5m = 357.72 - 2.5 \cdot 3 = 350.22$ мм .

Ширина зубчатого венца:

колеса $b_4 = 70$ мм ;

шестерни $b_3 = b_4 + 5 = 70 + 5 = 75$ мм .

Определение усилий в зацеплении.

Окружная сила:

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

$$F_t = 2T_3/d_3 = 2 \cdot 155.2/72.68 \cdot 10^{-3} = 4311.11 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 4311.11 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 7.82^\circ = 1583.85 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 4311.11 \cdot \operatorname{tg} 7.82^\circ = 592.08.$$

Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u+1)}{d_3 b_4 u}} \leq [\sigma_{H4}] \text{ МПа,}$$

Для косозубых колес. $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_a} = \sqrt{1/1.7} = 0.767$

ε_a – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_a \approx [1.88 - 3.2(1/z_3 + 1/z_4)] \cos \beta = [1.88 - 3.2(1/24 + 1/118)] \cos 7.82 = 1.7;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. $Z_H = 2.5$;

$u_\phi = 4.92$ – фактическое передаточное число;

K_H – коэффициент нагрузки $K_H = 1.2$

$$\sigma_H = 190 \cdot 0.767 \cdot 2.5 \sqrt{\frac{4311.11 \cdot 1.2 \cdot (4.92 + 1)}{72.68 \cdot 70 \cdot 4.92}} = 403 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 403 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 497.45 \text{ МПа}$$

Условие выполнилось.

Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_4 m} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F], \text{ МПа}$$

$$Y_{FS} = 3.47 + 13.2/z_v - 27.9x/z_v + 0.092x^2,$$

Для шестерни $Y_{FS3} = 3.47 + 13.2/24 = 4.02$;

для колеса $Y_{FS4} = 3.47 + 13.2/118 = 3.58$,

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F3} = \frac{4311.11 \cdot 1.5}{70 \cdot 3} 4.02 \cdot 1 \cdot 1 = 123.79 \text{ МПа} < [\sigma_{F3}] = 293.35 \text{ МПа}$$

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

$$\sigma_{F4} = \frac{4311.11 \cdot 1.5}{70 \cdot 3} 3.58 \cdot 1 \cdot 1 = 110.24 \text{ МПа} < [\sigma_{F4}] = 257.35 \text{ МПа}$$

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		19

3 Расчет валов

Определение диаметров валов:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}} \text{, м}$$

Где $[\tau]$ - допускаемые касательные напряжения $[\tau] = 20 \text{ МПа}$

Вал-шестерня:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{96.06}{0.2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0.0289 \text{ м} = 28.9 \text{ мм}$$

Принимаем $d_2 = 30 \text{ мм}$

Промежуточный вал

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{310.39}{0.2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0.0427 \text{ м} = 42.7 \text{ мм}$$

Принимаем $d_3 = 45 \text{ мм}$

Выходной вал

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{1415.99}{0.2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0.0707 \text{ м} = 70.7 \text{ мм}$$

Принимаем $d_4 = 70 \text{ мм}$

Расчет тихоходного вала IV на прочность

Определяем реакции опор и строим эпюры изгибающих и вращающих моментов

$$L_1 = 60 \text{ мм}, L_2 = 219 \text{ мм}, L_3 = 60 \text{ мм}, M = 2F_a / d_4 = 2 \cdot 592.08 / 0.357 = 3.32 \text{ кНм}$$

Вертикальная плоскость:

$$\begin{cases} \sum F = 0; -R_{y1} - R_{y2} + 2F_r = 0 \\ \sum M_{R_{y1}} = 0; -R_{y2}(L_1 + L_2 + L_3) + F_r(L_1 + L_2) + F_r L_1 - M + M = 0 \end{cases}$$

$$R_{y2} = \frac{F_r(L_1 + L_2) + F_r L_1}{(L_1 + L_2 + L_3)} = 0.79 \text{ кН}$$

$$R_{y1} = 2F_r - R_{y2} = 0.79 \text{ кН}$$

Горизонтальная плоскость:

$$\begin{cases} \sum F = 0; +R_{y1} + R_{y2} - 2F_t = 0 \\ \sum M_{R_{y1}} = 0; -R_{x2}(L_1 + L_2 + L_3) + F_t(L_1 + L_2) + F_t L_1 = 0 \end{cases}$$

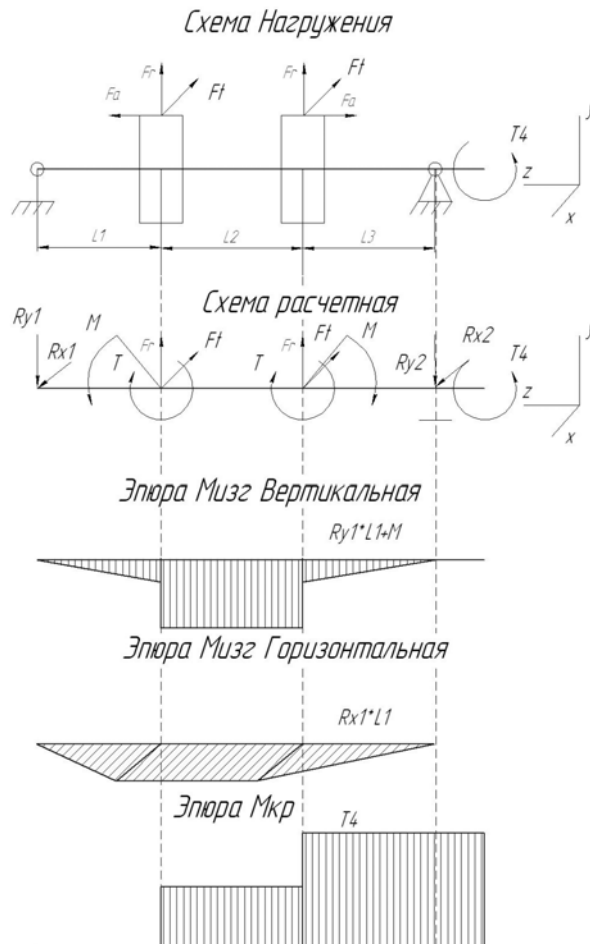


Рисунок 2 – расчетная схема и эюры

$$R_{x2} = \frac{F_t(L_1 + L_2) + F_t L_1}{(L_1 + L_2 + L_3)} = 2.16 \text{ кН}$$

$$R_{x1} = 2F_t - R_{x2} = 2.16 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

$$M_x = R_{y1}L_1 + M = 0.79 \cdot 0.06 + 3.32 = 3.35 \text{ кНм}$$

$$M_y = R_{x1}L_1 = 2.16 \cdot 0.06 = 0.13 \text{ кНм}$$

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

Крутящий момент $T = 1.42$ кНм

Опасный участок под ступицей зубчатого колеса справа.

Проверочный расчет по IV теории прочности

$$\sigma = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x} \leq [\sigma] \text{ МПа}$$

где $M_{\text{экв}}$ - эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{3.35^2 + 0.13^2 + 0.75 \cdot 1.42^2} = 3.57 \text{ кНм}$$

W_x - момент сопротивления

$$W_x = \pi d_2^3 / 32 = 3.14 \cdot 0.07^3 / 32 = 3.36 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения изгиба вала, $[\sigma] = 120$ МПа

$$\sigma = \frac{3570}{3.36 \cdot 10^{-5}} = 106 \text{ МПа} < [\sigma] = 120 \text{ МПа}$$

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		22

4 Выбор и расчет подшипников

Для приводного вала конструктивно принимаем диаметр посадочного места под подшипник $d = 70$ мм.

Выбираем подшипник 214 ГОСТ 8338-75. У которого:

$C = 61.8$ кН – динамическая грузоподъемность

Номинальный ресурс подшипника

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Где $P = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2.16^2 + 0.79^2} = 2.3$ кН – эквивалентная нагрузка на подшипник.

$$L_{10} = \left(\frac{61800}{2300} \right)^3 = 19399.11 \text{ млн оборотов}$$

В рабочих часах

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 33.74} 19399.11 = 9582649.17 \text{ часов}$$

Требуемый ресурс $L_h = 13797$

$$L_{10h} = 9582649.17 \text{ ч} > L_h = 13797 \text{ ч}$$

5 Расчет шпонок

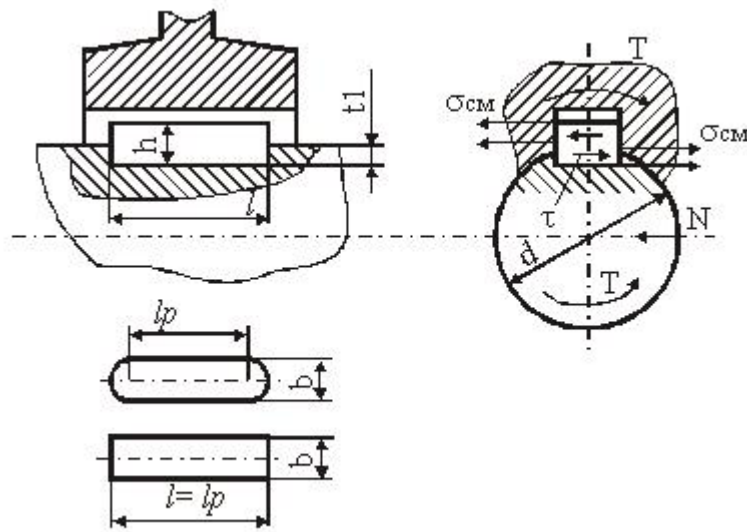


Рисунок 3 – схема нагружения шпонок

У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому при расчётах обычно определяют $\sigma_{см}$. Шпонки изготавливают со скруглёнными или плоскими концами.

Для простоты расчёта допускают, что шпонка врезана в вал наполовину своей высоты, напряжения смятия $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2$, где d – диаметр вала.

Рассматривая равновесие вала или ступицы при таких допущениях, получим условия прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{h \cdot l_p \cdot d} \approx \frac{2T}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma]$$

$$\tau = \frac{2T}{b \cdot l_p \cdot d} \leq [\tau]$$

где T – крутящий момент

l – длина шпонки, мм

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
-----	------	---------	---------	------

h – высота шпонки, мм

b – ширина шпонки, мм

t_1 – глубина врезания шпонки в вал.

Рабочая длина шпонки со скруглёнными концами равна $l_p = l - b$, с плоскими: $l_p = l$.

$[\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$ – при непрерывном использовании редукторов с полной нагрузкой;

$$l_p = \frac{2T}{d \cdot [\sigma]_{см} \cdot (h - t_1)}$$

Для Вала I – электродвигатель

$$l_p = \frac{2T}{d_1 \cdot [\sigma]_{см} \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 20.46 \cdot 1000}{28 \cdot 50 \cdot (6 - 4)} = 14.61 \text{ мм}$$

конструктивно примем 30 мм

Для вала II

$$l_p = \frac{2T}{d_2 \cdot [\sigma]_{см} \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 96.06 \cdot 1000}{25 \cdot 50 \cdot (7 - 5)} = 48.6 \text{ мм}$$

конструктивно примем 55 мм

Для вала III

Шпонка под косозубой шестерней

$$l_p = \frac{2T}{d_3 \cdot [\sigma]_{см} \cdot (h - t_1) \cdot 2} = \frac{2 \cdot 155.2 \cdot 1000}{55 \cdot 50 \cdot (9 - 6)} = 37.7 \text{ мм}$$

конструктивно примем 70 мм

Под шевронным колесом колеса

$$l_p = \frac{2T}{d_4 \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 310.39 \cdot 1000}{55 \cdot 50 \cdot (10 - 7)} = 75.2 \text{ мм}$$

Конструктивно примем 120 мм

Для вала IV

Шпонка на конце вала

$$l_p = \frac{2T}{d_5 \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 1415.99 \cdot 1000}{60 \cdot 50 \cdot (11 - 5)} = 134.3 \text{ мм}$$

конструктивно примем 135 мм

Шпонка под колесом косозубым

$$l_p = \frac{2T}{d_{4'} \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot (h - t_1)2} = \frac{2 \cdot 1149.75 \cdot 1000}{75 \cdot 50 \cdot (11 - 6)2} = 43.45 \text{ мм}$$

конструктивно примем 60 мм

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата

6 Выбор муфты

Для крутящего момента 1415.99 Нм выберем:

Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП – 10 – 2000 – 60 – 1 – 60 – 4 УЗ: с номинальный крутящим моментом 2000 Нм и посадочными отверстиями 60 мм и 60 мм.

$$M_{кр} = 1415.99 \text{ Нм} < [M] = 2000 \text{ Нм}$$

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		27

7 Конструирование и расчет корпусных деталей

Толщина стенки корпуса $\delta = 1,12 \cdot \sqrt[4]{M_{кр}} \approx 7(\text{мм})$; наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач $L = 480\text{мм}$; расстояние между поверхностями стенок корпуса и поверхностями вращающихся колес $a = \sqrt[3]{L} + 3 \approx 11(\text{мм})$; расстояние между дном корпуса и поверхностью колес $b_0 \geq 4a = 44\text{мм}$.

Толщина пояса основания корпуса и крышки $b = 1,5 \cdot \delta = 11\text{мм}$; толщина ребер $m \geq 0,85\delta = 6\text{мм}$; диаметр фундаментных болтов $d_\phi = 0,036 \cdot a_\omega + 8 = 16\text{мм}$; диаметр болтов, соединяющих корпус с крышкой $d_2 = 0,66d_\phi = 10\text{мм}$; толщина нижнего пояса корпуса $P = 2,35 \cdot \delta = 16\text{мм}$.

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		28

8 Смазка и смазочные устройства

При картерной смазке уровень масла должен покрывать профиль зуба колеса, окружная скорость которого $v_{\min} = 1$ м/с.

Окружная скорость тихоходного колеса:

$$v_{\tau} = \omega_4 \cdot d_4 / 2 = 0.63 \text{ м/с} < v_{\min} = 1;$$

Окружная скорость шевронного колеса:

$$v_{\text{ш}} = \omega_3 \cdot d_3 / 2 = 3.17 \text{ м/с} \geq v_{\min} = 1;$$

Вязкость масла $\nu = 60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$; сорт масла И-40 А ГОСТ 20799-88;

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		29

Заключение

Целью данного курсового проекта - разработка привода.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части.

В пояснительной записке проекта, в основной части рассматривается:

Кинематический расчет, расчет зубчатой передачи, расчет вала на прочность, расчет шпонок.

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		30

Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование.-Г.: Высш.шк., 1984.-336с.
2. Цехнович Л.И. Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов.-К.:Высш.шк., 1979.-80с.
3. Боков К.Н. Ицкович Г.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин.-Г.: Машгиз., 1958.-501с.

					КП ДМ 01.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		31