

Министерство сельского хозяйства российской федерации
Казанский государственный аграрный университет
Кафедра «Общеинженерные дисциплины»

ТЕКСТОВЫЕ ДОКУМЕНТЫ
к курсовому проекту по деталям машин и основам
конструирования.

Тема: Привод цепного подвешного конвейера
ПЦПК.74.00.00ПЗ
ПЦПК.74.00.00

Разработал: студент группы

Принял: доцент

КАЗАНЬ
2020

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ	3
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО КПД ПРИВОДА	5
2. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	6
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА РЕДУКТОРА	7
4. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ РЕДУКТОРА	8
5. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	10
6. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	15
7. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	20
8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	21
9. РАСЧЕТ ШПОНОК.....	24
10. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ.....	26
11. РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ.....	33
12. СМАЗКА РЕДУКТОРА	36
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	37

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		2

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Спроектировать привод цепного конвейера

Тяговое усилие: $P = 3,3 \text{ кН}$

Скорость цепи: $v = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Шаг цепи: $t = 80 \text{ мм}$

Число зубьев звездочки: $z = 7$

Схема привода и дополнительные данные для расчета приведены на рисунке 1.

Необходимо разработать:

1. Сборочный чертеж редуктора
2. Чертеж общего вида привода
3. Рабочие чертежи
 - корпуса редуктора
 - вала выходного
 - колеса зубчатого
 - рамы сварной

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

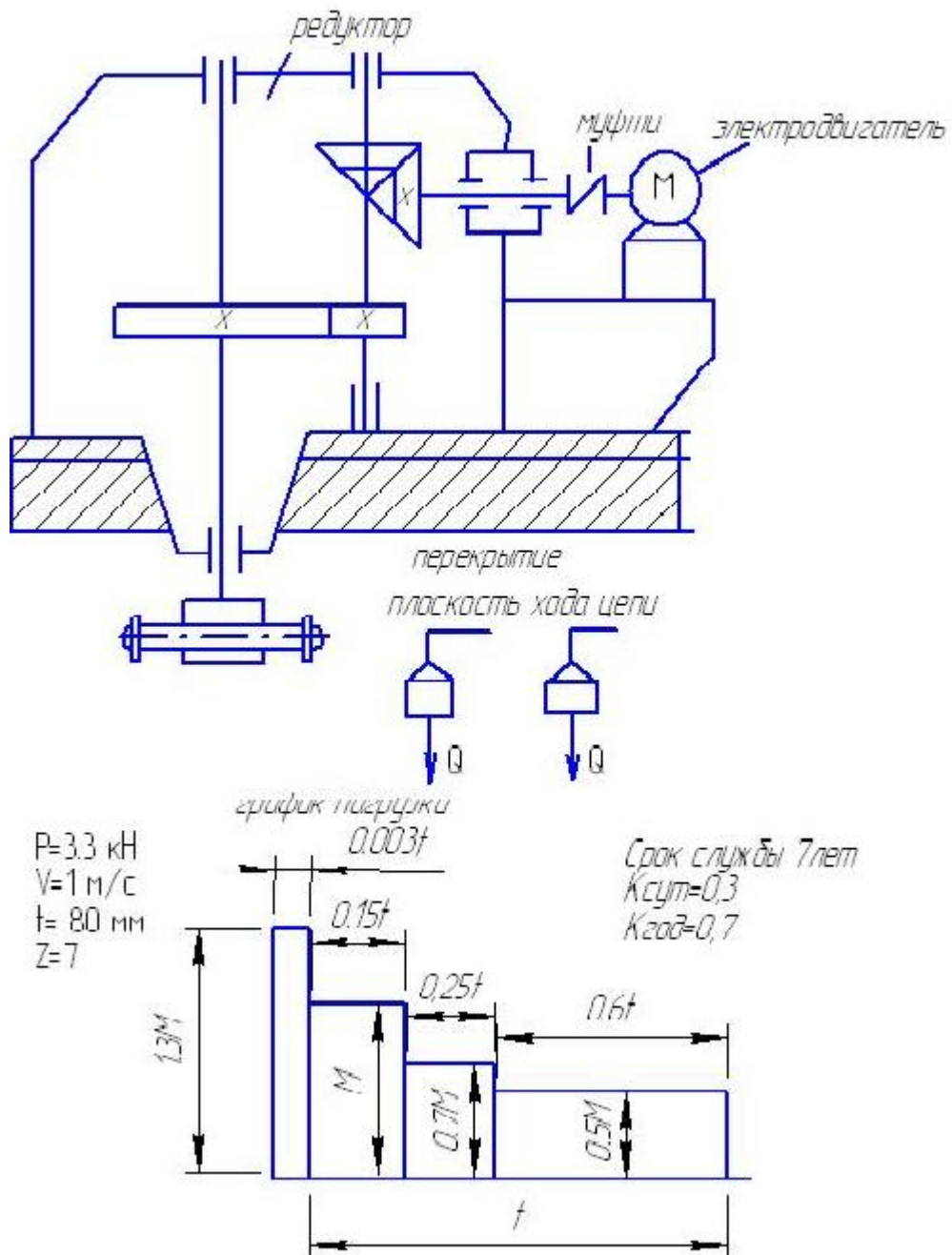


Рисунок 1 Схема привода и дополнительные данные для расчета

					ПШПК.74.00.00ПЗ		Лист
							4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО КПД ПРИВОДА

Расчет общего КПД привода:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{n1} \cdot \eta_{n2} \cdot \eta_{n3}, \quad (1.1)$$

где $\eta_m = 0,98$ – КПД муфты

$\eta_1 = 0,97$ – КПД первой ступени

$\eta_2 = 0,98$ – КПД второй ступени

$\eta_{n1} = \eta_{n2} = \eta_{n3} = 0,99$ – КПД подшипников

Отсюда имеем:

$$\eta = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,9$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Расчет необходимого мощности электродвигателя:

$$N_{mp} = \frac{P \cdot v}{\eta} \quad (2.1)$$
$$N_{mp} = \frac{3,3 \cdot 1}{0,9} = 3,7 \text{ кВт}$$

Где:

Принимается электродвигатель АИР 112МВ6 ТУ 16-525.564-84.

Синхронная частота вращения: $n_{\phi} = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Номинальная мощность: 4 кВт

$$\frac{M_{пуск}}{M_{ном}} = 2,2$$

$$S = 4,8\%$$

Диаметр звездочки:

$$d_3 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{80}{\sin \frac{180}{7}} = 184 \text{ мм} \quad (2.2)$$

Частота вращения звездочки:

$$n_{III} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{60 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,184} = 104 \text{ мин}^{-1} \quad (2.3)$$

Угловая скорость электродвигателя:

$$\omega_{\phi\phi} = \omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_{\phi\phi} = 2 \cdot 3,14 \cdot 1000 = 6283 \frac{\text{рад}}{\text{мин}} = 105 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.4)$$

Номинальная частота вращения:

$$n_{ном} = n_1 \cdot \langle -S \rangle = 1000 \cdot \langle -0,048 \rangle = 952 \text{ мин}^{-1} \quad (2.5)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА РЕДУКТОРА

Передаточное число привода:

$$i_{np} = \frac{n_{ном}}{n_{III}} = \frac{952}{104} = 9,2 \quad (3.1)$$

Передаточное число редуктора:

$$i_p = i_{np} = 9,2, \quad (3.2)$$

Передаточное число тихоходной ступени:

$$i_m = 0,63 \cdot \sqrt[3]{i_p} = 0,63 \cdot \sqrt[3]{9,2^2} = 2,8 \quad (3.3)$$

Передаточное число быстроходной ступени:

$$i_o = \frac{i_p}{i_m} = \frac{9,2}{2,8} = 3,3 \quad (3.4)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

4. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ РЕДУКТОРА

Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\delta} = 952 \text{ об/мин} \quad (4.1)$$

Частота вращения I вала привода:

$$n_I = n_{\delta} = 952 \text{ об/мин} \quad (4.2)$$

Частота вращения II вала привода:

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{\sigma}} = \frac{952}{3,3} = 288 \text{ об/мин} \quad (4.3)$$

Частота вращения III вала привода:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_m} = \frac{288}{2,8} = 104 \text{ об/мин} \quad (4.4)$$

Угловая скорость вала электродвигателя:

$$\omega_{\delta} = 105 \text{ рад/с} \quad (4.5)$$

Угловая скорость I вала привода:

$$\omega_I = \omega_{\delta} = 105 \text{ рад/с} \quad (4.6)$$

Угловая скорость II вала привода:

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{i_{\sigma}} = \frac{105}{3,3} = 31,8 \text{ рад/с} \quad (4.7)$$

Угловая скорость III вала привода:

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{i_m} = \frac{31,8}{2,8} = 11,4 \text{ рад/с} \quad (4.8)$$

Расчетная мощность на I валу привода:

$$N_I = N_{\delta} \cdot \eta_m = 4000 \cdot 0,98 = 3920 \text{ Вт} \quad (4.9)$$

Расчетная мощность на II валу привода:

$$N_{II} = N_I \cdot \eta_1 = 3920 \cdot 0,97 = 3802 \text{ Вт} \quad (4.10)$$

Расчетная мощность на III валу привода:

$$N_{III} = N_{II} \cdot \eta_2 = 3802 \cdot 0,98 = 3726 \text{ Вт} \quad (4.11)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вращающий момент на I валу привода:

$$M_I = \frac{N_I}{\omega_I} = \frac{3920}{105} = 37 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.12)$$

Вращающий момент на II валу привода:

$$M_{II} = \frac{N_{II}}{\omega_{II}} = \frac{3802}{31,8} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.13)$$

Вращающий момент на III валу привода:

$$M_{III} = \frac{N_{III}}{\omega_{III}} = \frac{3726}{11,4} = 327 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.14)$$

В качестве материала для изготовления шестерен принимается сталь 45,

термообработка – нормализация, $\sigma_s = 550 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, $\sigma_m = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, $HB = 175$

В качестве материала для изготовления зубчатых колес принимается сталь 35,

термообработка – нормализация, $\sigma_s = 510 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, $\sigma_m = 270 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$, $HB = 150$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Предварительное межосевое расстояние:

$$a_w = (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{340}{\sigma_{HL}}\right)^2 \cdot \frac{M_{III} \cdot K_H}{\psi_{\sigma a}}}, \quad (5.1)$$

где $\sigma_{HL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_n} \cdot K_{HL}$ – допустимое контактное напряжение

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 150 + 70 = 370 \frac{H}{мм^2} \quad - \quad \text{базовый предел выносливости}$$

поверхностей зубьев

$S_n = 1,1$ – коэффициент безопасности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad - \quad \text{коэффициент долговечности}$$

$N_{HO} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 150^{2,4} = 0,5 \cdot 10^7$ – базовое число циклов до наступления предела выносливости

$t = 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_{сут} \cdot K_{год}$ – срок службы привода

$L = 7 \text{ лет}$ – срок службы

$K_{сут} = 0,3$ – суточный коэффициент

$K_{год} = 0,7$ – годовой коэффициент

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 7 \cdot 0,3 \cdot 0,7 = 12877 \text{ час}$$

$$N_{HE} = \frac{60}{M_{\max}^3} \cdot \sum M_i^3 \cdot n_i \cdot t_i =$$

$$= \frac{60}{327^3} \left(3 \cdot 327^3 \cdot 104 \cdot 0,003 \cdot 12877 + 327^3 \cdot 104 \cdot 0,15 \cdot 12877 + \right.$$

$$\left. + 7 \cdot 327^3 \cdot 104 \cdot 0,25 \cdot 12877 + 5 \cdot 327^3 \cdot 104 \cdot 0,6 \cdot 12877 \right) = 2,5 \cdot 10^7$$

(5.2)

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{0,5 \cdot 10^7}{2,5 \cdot 10^7}} = 1$$

$$\sigma_{HL} = \frac{370}{1,1} \cdot 1 = 336 \frac{H}{мм^2}$$

$\psi_{\sigma a} = 0,4$ – коэффициент ширины

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

$$\psi_{ed} = 0,5 \cdot \psi_{ea} \cdot \left(\frac{2,8+1}{2,8} \right) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{2,8+1}{2,8} \right) = 0,76 \quad (5.3)$$

$K_H = 1,4$ – коэффициент нагрузки

$$a_w = (2,8+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{340}{336 \cdot 2,8} \right)^2 \cdot \frac{327 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{0,4}} = 202 \text{ мм}$$

Принимается стандартное значение $a_w = 200 \text{ мм}$

Минимальный нормальный модуль: $m_{\min} = 0,01 \cdot a_w = 0,01 \cdot 200 = 2 \text{ мм}$

Максимальный нормальный модуль: $m_{\max} = 0,02 \cdot a_w = 0,02 \cdot 200 = 4 \text{ мм}$

Принимается стандартное значение модуля: $m_{cm} = 3 \text{ мм}$

Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 200}{3} = 133 \quad (5.4)$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1} = \frac{133}{2,8+1} = 35 \quad (5.5)$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 133 - 35 = 98 \quad (5.6)$$

Диаметр делительной окружности:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 35 = 105 \text{ мм} \text{— для шестерни} \quad (5.7)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 98 = 294 \text{ мм} \text{— для колеса} \quad (5.8)$$

Диаметр окружности вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 105 + 2 \cdot 3 = 111 \text{ мм} \text{— для шестерни} \quad (5.9)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 294 + 2 \cdot 3 = 300 \text{ мм} \text{— для колеса} \quad (5.10)$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 105 - 2,5 \cdot 3 = 98 \text{ мм} \text{— для шестерни} \quad (5.11)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 294 - 2,5 \cdot 3 = 287 \text{ мм} \text{— для колеса} \quad (5.12)$$

					ПППК.74.00.00ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ea} \cdot a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм} \quad (5.13)$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 3 = 80 + 3 = 83 \text{ мм} \quad (5.14)$$

Окружная скорость в зацеплении:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 105 \cdot 288}{60 \cdot 1000} = 1,58 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (5.15)$$

Уточненный коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (5.16)$$

где $K_{H\beta} = 1,05$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контакта

$K_{H\nu} = 1,13$ – коэффициент динамической нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,05 \cdot 1,13 = 1,19$$

Контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{340}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{\epsilon + 1}{b}} \cdot K_H \cdot M_{III} = \frac{340}{200 \cdot 2,8} \cdot \sqrt{\frac{0,8 + 1}{80}} \cdot 1,19 \cdot 327 \cdot 10^3 = 314 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \quad (5.17)$$

Контактное напряжение не превышает допустимое $[\sigma_H] = 370 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2M_{III} \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 327 \cdot 10^3}{294} = 2224 \text{ Н} \quad (5.18)$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha = 2224 \cdot \text{tg} 20 = 809 \text{ Н} \quad (5.19)$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = y_F \cdot \frac{2 \cdot K_F \cdot M}{b \cdot m^2 \cdot z}, \quad (5.20)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба

$$y_F = 3,59 \text{ – для колеса}$$

$$y_F = 3,75 \text{ – для шестерни}$$

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ – коэффициент нагрузки изгибающими напряжениями

$K_{F\beta} = 1,17$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контакта

$K_{Fv} = 1,25$ – коэффициент динамической нагрузки

$$K_F = 1,17 \cdot 1,25 = 1,46$$

$$\sigma_F = 3,59 \cdot \frac{2 \cdot 1,46 \cdot 327 \cdot 10^3}{80 \cdot 3^2 \cdot 98} = 49 \frac{H}{\text{мм}^2} \text{ – для колеса}$$

$$\sigma_F = 3,75 \cdot \frac{2 \cdot 1,46 \cdot 120 \cdot 10^3}{83 \cdot 3^2 \cdot 35} = 50 \frac{H}{\text{мм}^2} \text{ – для шестерни}$$

Допустимое напряжение изгиба:

$$\sigma_E = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (5.21)$$

где $\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot HB$ – базовый предел выносливости материала

$$\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot 150 = 270 \frac{H}{\text{мм}^2} \text{ – для колеса}$$

$$\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot 175 = 315 \frac{H}{\text{мм}^2} \text{ – для шестерни}$$

$S_F = 1,7$ – коэффициент безопасности

$K_{FC} = 1$ – коэффициент приложения нагрузки

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \text{ – коэффициент долговечности}$$

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов

					ПППК.74.00.00ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N_{FE} = \frac{60}{M_{\max}^6} \cdot \sum M_i^6 \cdot n_i \cdot t_i =$$

$$= \frac{60}{327^6} \left(3 \cdot 327^6 \cdot 104 \cdot 0,003 \cdot 12877 + 327^6 \cdot 104 \cdot 0,15 \cdot 12877 + \right. \\ \left. + 7 \cdot 327^6 \cdot 104 \cdot 0,25 \cdot 12877 + 5 \cdot 327^6 \cdot 104 \cdot 0,6 \cdot 12877 \right) = 16,3 \cdot 10^6$$

– эквивалентное число циклов нагружения

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{16,3 \cdot 10^6}} = 1$$

$$\sigma_E = \frac{270}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 159 \frac{H}{мм^2} \text{ – для колеса}$$

$$\sigma_E = \frac{315}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 185 \frac{H}{мм^2} \text{ – для шестерни}$$

Напряжения изгиба для колеса и шестерни не превышают допустимые.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Конусное расстояние:

$$R_e = \sqrt{1+i^2} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{340}{i \cdot \sigma_H}\right)^2 \cdot \frac{M_H \cdot K_H}{(-0,5 \cdot K_{be}) \cdot K_{be}}}, \quad (6.1)$$

где $i = 3,3$ — передаточное число

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \cdot K_{HL} - \text{допустимое контактное напряжение}$$

$$\sigma_{H \lim} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 150 + 70 = 370 \frac{H}{\text{мм}^2} - \text{базовый предел выносливости}$$

поверхностей зубьев

$$S_H = 1,1 - \text{коэффициент безопасности}$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} - \text{коэффициент долговечности}$$

$$N_{HO} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 150^{2,4} = 0,5 \cdot 10^7 - \text{базовое число циклов до наступления предела}$$

выносливости

$$t = 365 \cdot 24 \cdot L \cdot K_{сут} \cdot K_{год} - \text{срок службы привода}$$

$$L = 7 \text{ лет} - \text{срок службы}$$

$$K_{сут} = 0,3 - \text{суточный коэффициент}$$

$$K_{год} = 0,7 - \text{годовой коэффициент}$$

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 7 \cdot 0,3 \cdot 0,7 = 12877 \text{ час}$$

$$N_{HE} = \frac{60}{M_{\max}^3} \cdot \sum M_i^3 \cdot n_i \cdot t_i =$$

$$= \frac{60}{120^3} \left(3 \cdot 120^3 \cdot 288 \cdot 0,003 \cdot 12877 + 120^3 \cdot 288 \cdot 0,15 \cdot 12877 + \right. \\ \left. + 7 \cdot 120^3 \cdot 288 \cdot 0,25 \cdot 12877 + 5 \cdot 120^3 \cdot 288 \cdot 0,6 \cdot 12877 \right) = 7,1 \cdot 10^7$$

(6.2)

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{0,5 \cdot 10^7}{7,1 \cdot 10^7}} = 1$$

$$\sigma_H = \frac{370}{1,1} \cdot 1 = 336 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$K_H = 1,4$ – коэффициент нагрузки

$K_{be} = 0,2$ – относительная ширина зубчатого венца

$$R_e = \sqrt{1 + 3,3^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{340}{3,3 \cdot 336}\right)^2 \cdot \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{(-0,5 \cdot 0,2) \cdot 0,2}} = 159 \text{ мм}$$

Угол при вершине делительного конуса шестерни:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{i} = \operatorname{arctg} \frac{1}{3,3} = 17^\circ \quad (6.3)$$

Угол при вершине делительного конуса колеса:

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} i = \operatorname{arctg} 3,3 = 73^\circ \quad (6.4)$$

Максимальный модуль:

$$m_{te} = \frac{2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1}{z_1}, \quad (6.5)$$

где $z_1 = 19$ – число зубьев шестерни

$$m_{te} = \frac{2 \cdot 159 \cdot \sin 17^\circ}{19} = 4,9$$

Принимается $m_{te} = 5$

Ширина зубчатого венца:

$$b = K_{be} \cdot R_e = 0,2 \cdot 159 = 32 \text{ мм} \quad (6.6)$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 19 \cdot 3,3 = 63 \quad (6.7)$$

Средний модуль:

$$m_{tm} = m_{te} - \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_1} = 5 - \frac{32 \cdot \sin 17^\circ}{19} = 4,5 \quad (6.8)$$

Окружная скорость на среднем диаметре:

$$v_{cp} = \frac{\pi \cdot m_{tm} \cdot z_1 \cdot n_I}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 4,5 \cdot 19 \cdot 952}{60 \cdot 1000} = 4,3 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (6.9)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\psi_{bdm_1} = \frac{b}{m_{tm} \cdot z_1} = \frac{32}{4,5 \cdot 19} = 0,37 \quad (6.10)$$

Коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (6.11)$$

где $K_{H\beta} = 1,08$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контакта

$K_{H\nu} = 1,18$ – коэффициент динамической нагрузки

$$K_H = 1,08 \cdot 1,18 = 1,27$$

Уточненное конусное расстояние:

$$R_e = \frac{z_1 \cdot m_{te}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{19 \cdot 5}{2 \cdot \sin 17^\circ} = 162 \text{ мм} \quad (6.12)$$

Контактное напряжение в передаче:

$$\sigma_H = \frac{340}{i \cdot R_e} \cdot \sqrt{\frac{(i^2 + 1)^3}{(-0,5 \cdot K_{be}) \cdot b}} \cdot M_H \cdot K_H = \frac{340}{3,3 \cdot 159} \cdot \sqrt{\frac{(3,3^2 + 1)^3}{(-0,5 \cdot 0,2) \cdot 32}} \cdot 120 \cdot 10^3 \cdot 1,27 = 118 \frac{H}{\text{мм}^2} \quad (6.13)$$

Контактное напряжение не превышает допустимое

Допустимое напряжение изгиба:

$$\sigma_{FE} = \frac{\sigma_{F\text{limb}}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (6.14)$$

где $\sigma_{F\text{limb}} = 1,8 \cdot HB$ – базовый предел выносливости материала

$$\sigma_{F\text{limb}} = 1,8 \cdot 150 = 270 \frac{H}{\text{мм}^2} \text{ – для колеса}$$

$$\sigma_{F\text{limb}} = 1,8 \cdot 175 = 315 \frac{H}{\text{мм}^2} \text{ – для шестерни}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$S_F = 1,7$ – коэффициент безопасности

$K_{FC} = 1$ – коэффициент приложения нагрузки

$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ – коэффициент долговечности

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов

$$N_{FE} = \frac{60}{T_{\max}^6} \cdot \sum T_i^6 \cdot n_i \cdot t_i =$$
$$= \frac{60}{120^6} \left(\begin{aligned} & \left(3 \cdot 120^6 \cdot 288 \cdot 0,003 \cdot 12877 + 120^6 \cdot 288 \cdot 0,15 \cdot 12877 + \right. \\ & \left. + 0,7 \cdot 120^6 \cdot 288 \cdot 0,25 \cdot 12877 + 0,5 \cdot 120^6 \cdot 288 \cdot 0,6 \cdot 12877 \right) \end{aligned} \right) = 45 \cdot 10^6$$

– эквивалентное число циклов нагружения

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{45 \cdot 10^6}} = 1$$

$$\sigma_E = \frac{270}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 159 \frac{H}{мм^2} \text{ – для колеса}$$

$$\sigma_E = \frac{315}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 185 \frac{H}{мм^2} \text{ – для шестерни}$$

$y_F = 3,59$ – для колеса

$y_F = 4,08$ – для шестерни

$$\frac{\sigma_E}{y_F} = \frac{159}{3,59} = 44 \text{ – для колеса}$$

$$\frac{\sigma_E}{y_F} = \frac{185}{4,08} = 45 \text{ – для шестерни}$$

Расчет по напряжениям изгиба производится для колеса

Коэффициент нагрузки изгибающими напряжениями:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \tag{6.15}$$

$K_{F\beta} = 1,21$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контакта

$K_{Fv} = 1,35$ – коэффициент динамической нагрузки

$$K_F = 1,21 \cdot 1,35 = 1,63$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot y_F \cdot M_{II} \cdot K_F}{0,85 \cdot b \cdot m_{tm}^2 \cdot z} = \frac{2 \cdot 3,59 \cdot 120 \cdot 10^3 \cdot 1,63}{0,85 \cdot 32 \cdot 4,5^2 \cdot 63} = 40 \frac{H}{мм^2} \quad (6.16)$$

Напряжение изгиба не превышает допустимое

Диаметр делительной окружности:

$$d_e = m_{te} \cdot z \quad (6.17)$$

$$d_{e1} = 5 \cdot 19 = 95 \text{ мм} - \text{ для шестерни}$$

$$d_{e2} = 5 \cdot 63 = 315 \text{ мм} - \text{ для колеса}$$

Диаметр окружности вершин:

$$d_{qe} = d_e + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta \quad (6.18)$$

$$d_{qe1} = 95 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 17^\circ = 105 \text{ мм}$$

$$d_{qe2} = 315 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 73^\circ = 318 \text{ мм}$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{fe} = d_e - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta \quad (6.19)$$

$$d_{fe1} = 95 - 2,4 \cdot 5 \cdot \cos 17^\circ = 84 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = 315 - 2,4 \cdot 5 \cdot \cos 73^\circ = 311 \text{ мм}$$

Окружная сила на среднем диаметре шестерни:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_I}{d_{e1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 37}{95} = 779 \text{ Н} \quad (6.20)$$

Радиальная сила на колесе:

$$F_{t2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 779 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 17^\circ = 83 \text{ Н} \quad (6.21)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы изготавливаются из конструкционной углеродистой стали.

Диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (7.1)$$

где $[\sigma] = 30 \text{ МПа}$ – предел выносливости материала

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 18 \text{ мм} - \text{ для вала I}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 27 \text{ мм} - \text{ для вала II}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 327 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30}} = 38 \text{ мм} - \text{ для вала III}$$

Принимается $d'_I = 18 \text{ мм}$, $d'_{II} = 28 \text{ мм}$, $d'_{III} = 38 \text{ мм}$.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА

Диаметр ступицы колеса:

$$d_{cm} = 1,5 \cdot d_i, \quad (8.1)$$

$d_{cm} = 1,5 \cdot 28 = 42$ мм – для быстроходного колеса

$d_{cm} = 1,5 \cdot 38 = 57$ мм – для тихоходного колеса

Длина ступицы колеса:

$$l_{cm} = 1,1 \cdot d_i \quad (8.2)$$

$l_{cm} = 1,1 \cdot 28 = 31$ мм – для быстроходного колеса

$l_{cm} = 1,1 \cdot 38 = 42$ мм – для тихоходного колеса

Принимаются

$l_{cm} = 30$ мм – для быстроходного колеса

$l_{cm} = 40$ мм – для тихоходного колеса

Толщина обода:

$$S = 6 \cdot t \quad (8.3)$$

$S = 6 \cdot 5 = 30$ мм – для быстроходного колеса

$S = 6 \cdot 3 = 18$ мм – для тихоходного колеса

Толщина диска:

$$C = 0,4 \cdot b \quad (8.4)$$

$C = 0,4 \cdot 32 = 13$ мм – для быстроходного колеса

$C = 0,4 \cdot 80 = 32$ мм – для тихоходного колеса

Принимаются

$C = 15$ мм – для быстроходного колеса

$C = 30$ мм – для тихоходного колеса

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Толщина стенки основания корпуса:

$$\delta_1 = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_{\max}} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 327} = 2 \text{ мм} \quad (8.5)$$

Принимается $\delta_1 = 6 \text{ мм}$

Толщина стенки крышки корпуса:

$$\delta_2 = 0,9 \cdot \delta_1 = 0,9 \cdot 6 = 5,4 \text{ мм} \quad (8.6)$$

Принимается $\delta_2 = 6 \text{ мм}$

Крышка крепится к корпусу болтами с шестигранной головкой.

Диаметр болтов:

$$d_\sigma = 1,25 \cdot \sqrt[3]{T_{\max}} = 1,25 \cdot \sqrt[3]{327} = 9 \text{ мм} \quad (8.7)$$

Принимается болт с резьбой М10

Расстояние между болтами:

$$L_\sigma = 10 \cdot d_\sigma = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм} \quad (8.8)$$

Толщина фланца по разьёму:

$$S_{\phi n} = d_\sigma = 10 \text{ мм} \quad (8.9)$$

Диаметр фундаментного болта:

$$d_\phi = 1,25 \cdot d_\sigma = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ мм} \quad (8.10)$$

Принимается болт с резьбой М12

Количество фундаментных болтов: $z_\phi = 4$

Толщина уха у основания:

$$\delta_y = 1,5 \cdot d_\phi = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ мм} \quad (8.11)$$

Высота центров редуктора:

$$H_o = 1,1 \cdot a_w = 1,1 \cdot 200 = 220 \text{ мм} \quad (8.12)$$

Уклон дна принимается 1:200

Зазор между торцами зубчатых колес:

$$\Delta_1 = 0,5 \cdot S = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ мм} \quad (8.13)$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Зазор между вершинами зубьев колеса и корпусом:

$$\Delta_2 = 1,25 \cdot S = 1,25 \cdot 30 = 38 \text{ мм} \quad (8.14)$$

Диаметр болтов крепления крышек подшипников:

$$d_k = 0,8 \cdot d_o = 0,8 \cdot 10 = 8 \text{ мм} \quad (8.15)$$

Принимается болт с резьбой М8

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

9. РАСЧЕТ ШПОНОК

Длина и сечение шпонки зависят от диаметра вала.

Сечение шпонки:

$$b \times h = 6 \times 6 \text{ мм} \text{ — для вала I}$$

$$b \times h = 8 \times 7 \text{ мм} \text{ — для вала II}$$

$$b \times h = 10 \times 8 \text{ мм} \text{ — для вала III}$$

Длина шпонки:

$$l = 1,4 \cdot d \tag{9.1}$$

$$l = 1,4 \cdot 18 = 25 \text{ мм} \text{ — для вала I}$$

$$l = 1,4 \cdot 28 = 39 \text{ мм} \text{ — для вала II}$$

$$l = 1,4 \cdot 38 = 53 \text{ мм} \text{ — для вала III}$$

Для вала I принимается шпонка 6×6×25 ГОСТ 23360-78

Для вала II принимается шпонка 8×7×40 ГОСТ 23360-78

Для вала III принимается шпонка 10×8×56 ГОСТ 23360-78

Напряжение при смятии:

$$\sigma_{\text{см max}} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot (d - t_1) \cdot (b - h)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \tag{9.2}$$

где t_1 – глубина паза вала

d – диаметр вала

l – длина шпонки

b – ширина шпонки

h – высота шпонки

$$\sigma_{\text{см max}} = \frac{2 \cdot 37}{18 \cdot (18 - 3,5) \cdot (5 - 6)} = 0,09 \text{ МПа} \text{ — для вала I}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$\sigma_{\text{см max}} = \frac{2 \cdot 120}{28 \cdot (4 - 8)} = 0,09 \text{ МПа} - \text{ для вала II}$$

$$\sigma_{\text{см max}} = \frac{2 \cdot 327}{38 \cdot (5 - 10)} = 0,12 \text{ МПа} - \text{ для вала III}$$

Напряжения при смятии не превышают максимально допустимого $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ МПа}$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

10. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

На вал I действуют силы $F_1 = 779 \text{ Н}$, $F_2 = \frac{2 \cdot M_I}{d_I} = \frac{2 \cdot 37}{0,018} = 4111 \text{ Н}$ и реакции опор R_1 и

R_2 (рисунок 10.1)

Уравнение моментов относительно точки В:

$$F_1 \cdot 0,046 + R_2 \cdot 0,016 + F_2 \cdot 0,084 = 0 \quad (10.1)$$

$$R_2 = \frac{-F_1 \cdot 0,046 - F_2 \cdot 0,084}{0,016} = \frac{-779 \cdot 0,046 - 4111 \cdot 0,084}{0,016} = -23822 \text{ Н}$$

Уравнение моментов относительно точки С:

$$F_1 \cdot 0,062 - R_1 \cdot 0,016 + F_2 \cdot 0,068 = 0 \quad (10.2)$$

$$R_1 = \frac{F_1 \cdot 0,062 + F_2 \cdot 0,068}{0,016} = \frac{779 \cdot 0,062 + 4111 \cdot 0,068}{0,016} = 20490 \text{ Н}$$

По полученным значениям нагрузки строится эпюра изгибающего момента:

$$M_A = 0$$

$$M_B = -F_1 \cdot 0,046 = -779 \cdot 0,046 = -36 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_C = F_2 \cdot 0,068 = 4111 \cdot 0,068 = 280 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_D = 0$$

По значению $M_I = 37 \text{ Н} \cdot \text{м}$ строится эпюра крутящего момента

Наиболее опасным является сечение С.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

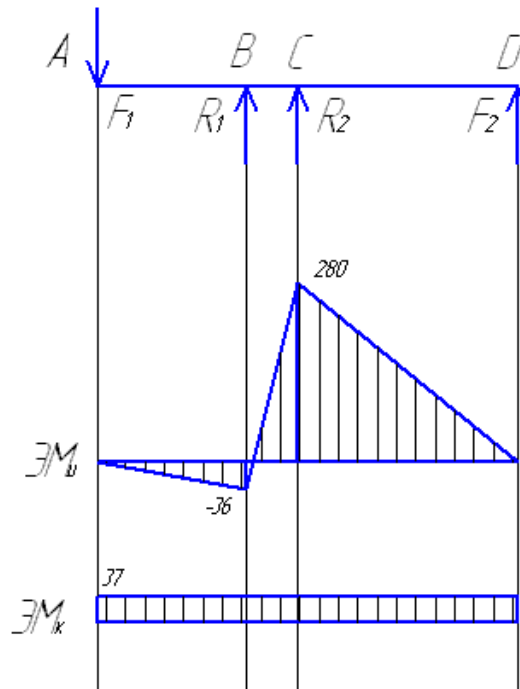


Рисунок 10.1 Схема нагрузки вала I

На вал II действуют силы, $F_1 = \sqrt{F_i^2 + F_r^2} = \sqrt{2224^2 + 809^2} = 2367 \text{ Н}$, $F_2 = 83 \text{ Н}$ и реакции опор R_1 и R_2 (рисунок 10.2)

Уравнение моментов относительно точки A:

$$-F_1 \cdot 0,106 + F_2 \cdot 0,286 + R_2 \cdot 0,366 = 0 \quad (10.3)$$

$$R_2 = \frac{F_1 \cdot 0,106 - F_2 \cdot 0,286}{0,366} = \frac{2367 \cdot 0,106 - 83 \cdot 0,286}{0,366} = 621 \text{ Н}$$

Уравнение моментов относительно точки D:

$$-R_1 \cdot 0,366 + F_1 \cdot 0,26 + F_2 \cdot 0,08 = 0 \quad (10.3)$$

$$R_1 = \frac{F_1 \cdot 0,26 + F_2 \cdot 0,08}{0,366} = \frac{2367 \cdot 0,26 + 83 \cdot 0,08}{0,366} = 1700 \text{ Н}$$

По полученным значениям нагрузки строится эпюра изгибающего момента:

$$M_A = 0$$

$$M_B = R_1 \cdot 0,106 = 1700 \cdot 0,106 = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_C = R_2 \cdot 0,08 = 621 \cdot 0,08 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_D = 0$$

По значению $M_{II} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$ строится эпюра крутящего момента

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Наиболее опасным является сечение В.

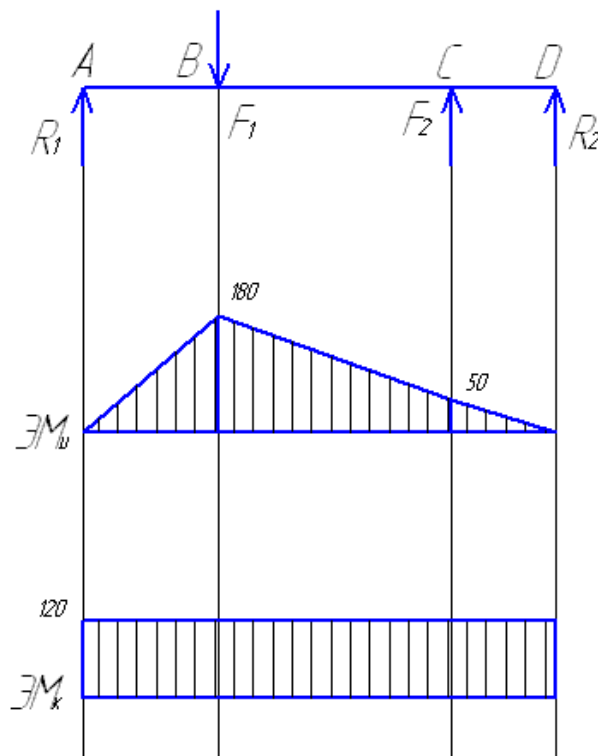


Рисунок 10.2 Схема нагрузки вала II

На вал III действуют силы, $F_1 = \frac{2 \cdot M_{III}}{d_{III}} = \frac{2 \cdot 327}{0,038} = 17211 \text{ Н}$,

$F_2 = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{2224^2 + 809^2} = 2367 \text{ Н}$ и реакции опор R_1 и R_2 (рисунок 10.3)

Уравнение моментов относительно точки В:

$$F_1 \cdot 0,084 + F_2 \cdot 0,42 + R_2 \cdot 0,686 = 0 \quad (10.5)$$

$$R_2 = \frac{-F_1 \cdot 0,084 - F_2 \cdot 0,42}{0,686} = \frac{-17211 \cdot 0,084 - 2367 \cdot 0,42}{0,686} = -3557 \text{ Н}$$

Уравнение моментов относительно точки D:

$$F_1 \cdot 0,77 - R_1 \cdot 0,686 - F_2 \cdot 0,266 = 0 \quad (10.6)$$

$$R_1 = \frac{F_1 \cdot 0,77 - F_2 \cdot 0,266}{0,686} = \frac{17211 \cdot 0,77 - 2367 \cdot 0,266}{0,686} = 18401 \text{ Н}$$

По полученным значениям нагрузки строится эпюра изгибающего момента:

$$M_A = 0$$

$$M_B = -F_1 \cdot 0,084 = -17211 \cdot 0,084 = -1455 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$M_D = R_2 \cdot 0,266 = -3557 \cdot 0,266 = -946 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_E = 0$$

По значению $M_{III} = 327 \text{ Н} \cdot \text{м}$ строится эпюра крутящего момента

Наиболее опасным является сечение В.

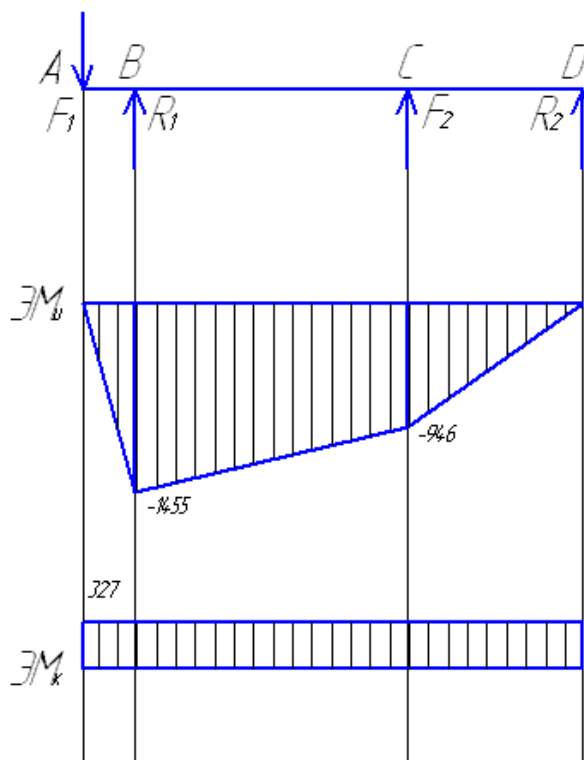


Рисунок 10.3 Схема нагрузки вала III

В качестве материала для изготовления валов используется сталь Ст5

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (10.7)$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (10.8)$$

где $\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_\sigma$ – предел выносливости материала при изгибе с симметричным знакопеременном цикле нагружения

					ПШПК.74.00.00ПЗ		Лист
							29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot 520 = 227 \text{ МПа}$$

$K_{\sigma} = 1,8$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (для всех валов)

$\beta = 1$ – коэффициент поверхностного упрочнения

ε_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние поперечных размеров вала

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,92 \text{ – для вала I}$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,89 \text{ – для вала II}$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,86 \text{ – для вала III}$$

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_{нетто}} \text{ – амплитуда цикла нормальных напряжений,}$$

$$W_{нетто} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt \cdot (t^2)}{d} \text{ – момент сопротивления сечения изгибу}$$

$$W_{нетто} = \frac{3,14 \cdot 18^3}{32} - \frac{6 \cdot 3,5 \cdot (8 - 3,5)^2}{18} = 327 \text{ мм}^2 \text{ – для вала I}$$

$$W_{нетто} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} - \frac{8 \cdot 4 \cdot (8 - 4)^2}{28} = 1497 \text{ мм}^2 \text{ – для вала II}$$

$$W_{нетто} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{32} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (8 - 5)^2}{38} = 3954 \text{ мм}^2 \text{ – для вала III}$$

$$\sigma_a = \frac{280}{327} = 0,86 \text{ МПа – для вала I}$$

$$\sigma_a = \frac{180}{1497} = 0,12 \text{ МПа – для вала II}$$

$$\sigma_a = \frac{1455}{3954} = 0,37 \text{ МПа – для вала III}$$

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_s = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 520 = 0,12 \text{ – коэффициент характеризующий}$$

чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения

$$\sigma_m = 0 \text{ – среднее напряжение цикла}$$

$$S_{\sigma} = \frac{227}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,92} \cdot 0,86 + 0,12 \cdot 0} = 135 \text{ – для вала I}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$S_{\sigma} = \frac{227}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,89} \cdot 0,12 + 0,12 \cdot 0} = 935 - \text{для вала II}$$

$$S_{\sigma} = \frac{227}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,86} \cdot 0,37 + 0,12 \cdot 0} = 293 - \text{для вала III}$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (10.9)$$

где $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – предел выносливости материала при кручении с симметричным знакопеременном цикле нагружения

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 220 = 128 \text{ МПа}$$

$K_{\tau} = 1,4$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений

$\beta = 1$ – коэффициент поверхностного упрочнения

ε_{τ} – коэффициент, учитывающий влияние поперечных размеров вала

$$\varepsilon_{\tau} = 0,83 - \text{для вала I}$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,78 - \text{для вала II}$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,74 - \text{для вала III}$$

$\tau_a = \frac{M_k}{2 \cdot W_{к \text{ нетто}}}$ – амплитуда цикла касательных напряжений

$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt \llcorner - t \rceil}{d}$ – момент сопротивления сечения кручению

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 18^3}{32} - \frac{6 \cdot 3,5 \cdot \llcorner 8 - 3,5 \rceil}{18} = 327 \text{ мм}^2 - \text{для вала I}$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} - \frac{8 \cdot 4 \cdot \llcorner 8 - 4 \rceil}{28} = 1497 \text{ мм}^2 - \text{для вала II}$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{32} - \frac{10 \cdot 5 \cdot \llcorner 8 - 5 \rceil}{38} = 3954 \text{ мм}^2 - \text{для вала III}$$

$$\tau_a = \frac{37}{2 \cdot 327} = 0,06 \text{ МПа} - \text{для вала I}$$

$$\tau_a = \frac{120}{2 \cdot 1497} = 0,04 \text{ МПа} - \text{для вала II}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\tau_a = \frac{327}{2 \cdot 3954} = 0,04 \text{ МПа} - \text{ для вала III}$$

$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,12 = 0,06$ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения

$$\tau_m = \tau_a = 0,01 - \text{ среднее напряжение цикла}$$

$$S_\tau = \frac{128}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,83} \cdot 0,06 + 0,06 \cdot 0,01} = 1257 - \text{ для вала I}$$

$$S_\tau = \frac{128}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,78} \cdot 0,04 + 0,06 \cdot 0,01} = 1768 - \text{ для вала II}$$

$$S_\tau = \frac{128}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,74} \cdot 0,04 + 0,06 \cdot 0,01} = 1678 - \text{ для вала III}$$

$$S = \frac{135 \cdot 1257}{\sqrt{135^2 + 1257^2}} = 134 - \text{ для вала I}$$

$$S = \frac{935 \cdot 1768}{\sqrt{935^2 + 1768^2}} = 827 - \text{ для вала II}$$

$$S = \frac{293 \cdot 1678}{\sqrt{293^2 + 1678^2}} = 289 - \text{ для вала III}$$

Общий коэффициент запаса прочности выше минимально допустимого $S = 2$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

11. РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Для вала I подбирается подшипник 46304 ГОСТ 831-75.

Эквивалентная нагрузка:

$$P = F_r \cdot V \cdot K_o \cdot K_m, \quad (11.1)$$

где $F_r = 2382 \text{ Н}$ — максимальная радиальная нагрузка на подшипник

$V = 1$ — коэффициент вращения

$K_o = 1,3$ — коэффициент безопасности

$K_m = 1$ — температурный коэффициент

$$P = 2382 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3097 \text{ Н}$$

Номинальная долговечность (в миллионах оборотов):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (11.2)$$

где $C = 17800 \text{ Н}$ — динамическая грузоподъемность

$m = \frac{10}{3}$ — коэффициент, учитывающий тип подшипника

$$L = \left(\frac{17800}{3097} \right)^{\frac{10}{3}} = 1248 \text{ млн. об}$$

Номинальная долговечность (в часах):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (11.3)$$

где $n = 952 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ — частота вращения вала

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 1248}{60 \cdot 952} = 21849 \text{ ч}$$

Долговечность подшипников выше установленного ресурса, который составляет

$$L_\Sigma = 12877 \text{ ч}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для вала II подбирается подшипник 2205 ГОСТ 8328-75.

Эквивалентная нагрузка:

$$P = F_r \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_m, \quad (11.4)$$

где $F_r = 1700 \text{ Н}$ — максимальная радиальная нагрузка на подшипник

$V = 1$ — коэффициент вращения

$K_\sigma = 1,3$ — коэффициент безопасности

$K_m = 1$ — температурный коэффициент

$$P = 1700 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2210 \text{ Н}$$

Номинальная долговечность (в миллионах оборотов):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (11.5)$$

где $C = 16800 \text{ Н}$ — динамическая грузоподъемность

$m = \frac{10}{3}$ — коэффициент, учитывающий тип подшипника

$$L = \left(\frac{16800}{2210} \right)^{\frac{10}{3}} = 864 \text{ млн. об}$$

Номинальная долговечность (в часах):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (11.6)$$

где $n = 288 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ — частота вращения вала

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 864}{60 \cdot 288} = 50000 \text{ ч}$$

Долговечность подшипников выше установленного ресурса, который составляет

$$L_\Sigma = 12877 \text{ ч}$$

Для вала III подбирается подшипник 2307 ГОСТ 8328-75.

Эквивалентная нагрузка:

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P = F_r \cdot V \cdot K_o \cdot K_m, \quad (11.7)$$

где $F_r = 18401 \text{ Н}$ — максимальная радиальная нагрузка на подшипник

$V = 1$ — коэффициент вращения

$K_o = 1,3$ — коэффициент безопасности

$K_m = 1$ — температурный коэффициент

$$P = 18401 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 23921 \text{ Н}$$

Номинальная долговечность (в миллионах оборотов):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (11.8)$$

где $C = 44600 \text{ Н}$ — динамическая грузоподъёмность

$m = \frac{10}{3}$ — коэффициент, учитывающий тип подшипника

$$L = \left(\frac{44600}{23921} \right)^{\frac{10}{3}} = 98 \text{ млн. об}$$

Номинальная долговечность (в часах):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (11.9)$$

где $n = 104 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ — частота вращения вала

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 98}{60 \cdot 104} = 15705 \text{ ч}$$

Долговечность подшипников выше установленного ресурса, который составляет

$$L_\Sigma = 12877 \text{ ч}$$

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

12. СМАЗКА РЕДУКТОРА

В редукторе применена картерная система смазки, то есть масло заливается непосредственно в корпус редуктора. При картерной смазке колёса редуктора смазываются разбрызгиваемым маслом. Так как окружная скорость колёс менее 3 м/с то для смазывания подшипников используется пластичная смазка. Пластичной смазкой на 1/3 заполняется пространство внутри подшипникового узла. Данное пространство отделяется от внутренней полости корпуса мазеудерживающим кольцом.

В качестве жидкой смазки используется индустриальное масло И-30А ГОСТ 20799-95. В качестве пластичной смазки используется Литол-24 ГОСТ 21150-87

Для замены масла в корпусе редуктора предусмотрено специальное отверстие, закрываемое пробкой.

Для контроля уровня масла предусмотрен жезловой маслоуказатель.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа, 2000
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 2002
3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980
4. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989
5. Проектирование механических передач. - М.: Машиностроение, 1984

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении курсового проекта по “Деталям машин” были закреплены знания, полученные за прошедший период обучения в таких дисциплинах как: теоретическая механика, сопротивление материалов.

Целью данного проекта является проектирование привода цепного конвейера, который состоит как из простых стандартных деталей, так и из деталей, форма и размеры которых определяются на основе конструкторских, технологических, экономических и других нормативов.

В ходе решения поставленной передо мной задачей, была освоена методика выбора элементов привода, получены навыки проектирования, позволяющие обеспечить необходимый технический уровень, надежность и долгий срок службы механизма.

Опыт и навыки, полученные в ходе выполнения курсового проекта, будут востребованы при выполнении, как курсовых проектов, так и дипломного проекта.

Можно отметить, что спроектированный редуктор обладает хорошими свойствами по всем показателям.

По результатам расчета на контактную выносливость действующие напряжения в зацеплении меньше допускаемых напряжений.

По результатам расчета по напряжениям изгиба действующие напряжения изгиба меньше допускаемых напряжений.

Расчет вала показал, что запас прочности больше допускаемого.

Необходимая динамическая грузоподъемность подшипников качения меньше паспортной.

При расчете был выбран электродвигатель, который удовлетворяет заданные требования.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Министерство сельского хозяйства российской федерации
Казанский государственный аграрный университет
Кафедра «Теория механизмов и машин»

ТЕКСТОВЫЕ ДОКУМЕНТЫ
К курсовому проекту по деталям машин и основам
конструирования

Тема: Привод цепного подвешного конвейера
ПЦПК.47.00.00ПЗ
ПЦПК.47.00.00

Разработал: студент 374 группы Семенов А.В.
Принял: профессор Киямов И.М.

КАЗАНЬ
2010
Министерство сельского хозяйства российской федерации

					ПЦПК.74.00.00ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Казанский государственный аграрный университет
Кафедра «Теория механизмов и машин»

ТЕКСТОВЫЕ ДОКУМЕНТЫ
к курсовому проекту по деталям машин и основам
конструирования

Тема: Проектирование привода цепного подвешного конвейера
ПЦПК.74.00.00ПЗ

Разработал: студент 374 группы
Руководитель: профессор

Семенов А.В.
Киямов И.М.

КАЗАНЬ
2010

объекты, которые не только хорошо распространены и имеют большое практическое значение, но и не подвержены в обозримом будущем моральному старению.

					ПЦПК.74.00.00ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Существуют различные типы механических передач: цилиндрические и конические, с прямыми зубьями и косозубые, гипоидные, червячные, глобоидные, одно- и многопоточные и т. д. Это рождает вопрос о выборе наиболее рационального варианта передачи. При выборе типа передачи руководствуются показателями, среди которых основными являются КПД, габаритные размеры, масса, плавность работы и виброн нагруженность, технологические требования, предпочитаемое количество изделий.

При выборе типов передач, вида зацепления, механических характеристик материалов необходимо учитывать, что затраты на материалы составляют значительную часть стоимости изделия: в редукторах общего назначения - 85%, в дорожных машинах - 75%, в автомобилях - 10% и т. д.

Поиск путей снижения массы проектируемых объектов является важнейшей предпосылкой дальнейшего прогресса, необходимым условием сбережения природных ресурсов. Большая часть вырабатываемой в настоящее время энергии приходится на механические передачи, поэтому их КПД в известной степени определяет эксплуатационные расходы.

Наиболее полно требования снижения массы и габаритных размеров удовлетворяет привод с использованием электродвигателя и редуктора с внешним зацеплением.

В двухступенчатом цилиндрическом редукторе дают возможность осуществлять большое передаточное отношение; и поэтому эти редуктора рекомендуются применять в машинах непрерывного действия.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении курсового проекта по “Деталям машин” были закреплены знания, полученные за прошедший период обучения в таких дисциплинах как: теоретическая механика, сопротивление материалов.

Целью данного проекта является проектирование привода цепного конвейера, который состоит как из простых стандартных деталей, так и из деталей, форма и размеры которых определяются на основе конструкторских, технологических, экономических и других нормативов.

В ходе решения поставленной передо мной задачей, была освоена методика выбора элементов привода, получены навыки проектирования, позволяющие обеспечить необходимый технический уровень, надежность и долгий срок службы механизма.

Опыт и навыки, полученные в ходе выполнения курсового проекта, будут востребованы при выполнении, как курсовых проектов, так и дипломного проекта.

Можно отметить, что спроектированный редуктор обладает хорошими свойствами по всем показателям.

По результатам расчета на контактную выносливость действующие напряжения в зацеплении меньше допускаемых напряжений.

По результатам расчета по напряжениям изгиба действующие напряжения изгиба меньше допускаемых напряжений.

Расчет вала показал, что запас прочности больше допускаемого.

Необходимая динамическая грузоподъемность подшипников качения меньше паспортной.

При расчете был выбран электродвигатель, который удовлетворяет заданные требования.

					ПШПК.74.00.00ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		