

Федеральное агентство по образованию Российской Федерации
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)

Кафедра: “Детали машин”

ПРИВОД ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА
Пояснительная записка
ДМ 27-01.000 ПЗ

Омск, 2006 г.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	4
2. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	7
3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ.....	10
4. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ ВАЛА В РЕДУКТОРЕ.....	27
5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ.....	29
6. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ.....	31
7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	34
8. ВЫБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ИХ НА ПРОЧНОСТЬ.....	36
9. ВЫБОР МУФТЫ.....	37
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	38
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	39

					ДМ 27-01.000 ПЗ			
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата				
Разраб.		Трусенко М.В.			Привод цепного конвейера	Лит	Лист	Листов
Провер.		Гольчанский М.А.					2	39
Т. контр.						СиБАДИ группа 31СМ		
Н. контр.								
Утверд.								

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые редукторы – это механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов и выполняемые в виде отдельных агрегатов. Зубчатые редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном, металлургическом, химическом машиностроении, в судостроении и так далее.

Существует большое количество конструкций редукторов, таких как:

- одноступенчатые редукторы (применяются при малых общих передаточных отношениях);
- двухступенчатые редукторы, получившие наибольшее распространение;
- трехступенчатые редукторы (применяются при передаточных отношениях 25...250);
- планетарные и волновые редукторы (более компактны, по сравнению с другими типами редукторов).

Двухступенчатые редукторы изготавливаются по развернутой схеме (эти редукторы наиболее просты и имеют наименьшую ширину) и с раздвоенной быстроходной ступенью (редукторы получаются на 20% легче редукторов по развернутой схеме).

Трехступенчатые редукторы, как и двухступенчатые, изготавливаются по развернутой схеме и с раздвоенной промежуточной ступенью.

Соосные редукторы имеют малые габариты по длине. Их применение следует расширять. При необходимости перпендикулярности входного и выходного валов применяют конические редукторы, а в случаях, когда требуются большие передаточные отношения – комбинированные коническо-цилиндрические редукторы.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1. Предварительно на кинематической схеме (рис. 1) обозначим валы (начиная с вала двигателя).

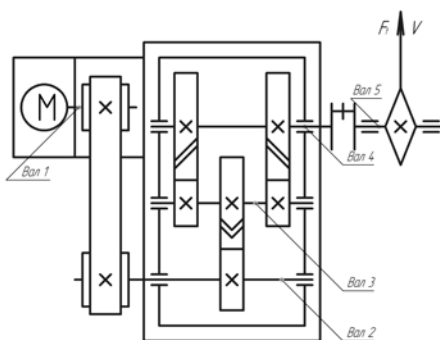


Рис. 1. Кинематическая схема привода цепного конвейера.

1.2. Определение расчетных параметров приводного вала

а) Мощность на приводном валу, $P_{пр}$, кВт, определяется по формуле:

$$P_{пр} = F_t \cdot V, \quad (1.1)$$

где F_t – окружное усилие, кН;

V – окружная скорость, м/с.

$$P_{пр} = 5,0 \cdot 1,0 = 5,0 \text{ (кВт)}.$$

б) Частота вращения приводного вала, $n_{пр}$, мин^{-1} , определяется по формуле:

$$n_{пр} = \frac{60000 \cdot V}{p \cdot Z_{зв}}, \quad (1.2)$$

где p – шаг тяговой звездочки, мм;

$Z_{зв}$ – число зубьев тяговой звездочки.

$$n_{пр} = \frac{60000 \cdot 1,0}{100 \cdot 10} = 60 \text{ (мин}^{-1}\text{)}.$$

1.3. Определение требуемой мощности электродвигателя

а) Требуемая мощность электродвигателя, $P_{трэ}$, кВт, определяется по формуле:

$$P_{трэ} = \frac{P_{пр}}{\eta_{пр}}, \quad (1.3)$$

где $P_{пр}$ – мощность на приводном валу, кВт;

$\eta_{пр}$ – КПД привода.

б) Коэффициент полезного действия привода, $\eta_{пр}$, определяется по формуле:

$$\eta_{пр} = \eta_p \cdot \eta_{ц}^3 \cdot \eta_{пк}^4 \cdot \eta_m, \quad (1.4)$$

где η_p – КПД ременной передачи, ($\eta_p = 0,9$);

$\eta_{ц}$ – КПД цилиндрической передачи, ($\eta_{ц} = 0,98$);

$\eta_{пк}$ – КПД подшипников качения, ($\eta_{пк} = 0,995$);

η_m – КПД муфты, ($\eta_m = 0,98$).

$$\eta_{пр} = 0,9 \cdot 0,98^3 \cdot 0,995^4 \cdot 0,98 = 0,814.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

4

Подставим полученное значение $\eta_{\text{пр}} = 0,814$ в формулу (1.3), получим:

$$P_{\text{тр}_3} = \frac{5,0}{0,814} = 6,14 \text{ (кВт)}.$$

1.4. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя производится исходя из условия:

$$P_{\text{э}} \geq P_{\text{тр}_3}. \quad (1.5)$$

При требуемой мощности двигателя $P_{\text{тр}_3} = 6,14$ кВт, рассматриваем двигатели с предпочтительной частотой вращения $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$ (вариант I) и $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (вариант II).

По формуле (5) подходят двигатели с $P_{\text{э}} = 7,5$ кВт соответственно:

Вариант I. Электродвигатель 4А132S4У3 ($n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\text{э}} = 1440 \text{ мин}^{-1}$).

Вариант II. Электродвигатель 4А132М6У3 ($n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\text{э}} = 960 \text{ мин}^{-1}$).

1.5. Определение передаточного числа привода

Передаточное отношение привода, $u_{\text{пр}}$, определяется по формуле:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{пр}}}, \quad (1.6)$$

где $n_{\text{э}}$ – номинальная частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{\text{пр}}$ – частота вращения приводного вала, мин^{-1} .

$$u_{\text{пр}}^I = \frac{1440}{60} = 24;$$

$$u_{\text{пр}}^{II} = \frac{960}{60} = 16.$$

1.6. Разбивка передаточного числа привода по ступеням

а) Предварительно зададимся передаточным числом ременной передачи:

$$u_{\text{РЕМ}}^I = 4;$$

$$u_{\text{РЕМ}}^{II} = 2.$$

б) Передаточное отношение редуктора, $u_{\text{РЕД}}$, определяется по формуле:

$$u_{\text{РЕД}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{РЕМ}}}, \quad (1.7)$$

где $u_{\text{пр}}$ – передаточное отношение привода;

$u_{\text{РЕМ}}$ – передаточное отношение ременной передачи.

$$u_{\text{РЕД}}^I = \frac{24}{4} = 6;$$

$$u_{\text{РЕД}}^{II} = \frac{16}{2} = 8.$$

в) Передаточное отношение тихоходной ступени редуктора, u_T , определяется по формуле:

$$u_T = 0,88 \cdot \sqrt{u_{\text{РЕД}}}, \quad (1.8)$$

где $u_{\text{РЕД}}$ – передаточное отношение редуктора.

$$u_T^I = 0,88 \cdot \sqrt{6} = 2,15;$$

$$u_T^{II} = 0,88 \cdot \sqrt{8} = 2,49.$$

г) Передаточное отношение быстроходной ступени редуктора, u_B , определяется по формуле:

$$u_B = \frac{u_{ред}}{u_T}, \quad (1.9)$$

где $u_{ред}$ – передаточное отношение редуктора;

u_T – передаточное отношение тихоходной ступени редуктора.

$$u_B^I = \frac{6}{2,15} = 2,79;$$

$$u_B^{II} = \frac{8}{2,49} = 3,21.$$

Окончательно принимаем разбивку по варианту II, так как полученные при этом значения передаточных чисел передач не выходят за пределы $u_{рек}$.

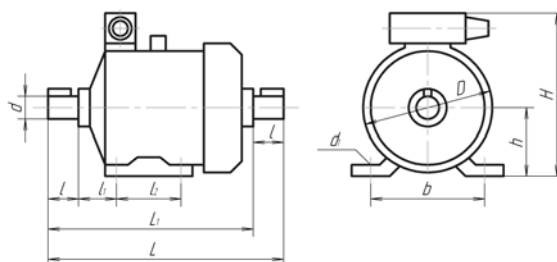


Рис. 2. Эскиз электродвигателя.

$L = 630$ мм; $L_1 = 530$ мм; $H = 350$ мм; $h = 132$ мм; $D = 302$ мм; $d = 38$ мм; $d_1 = 12$ мм; $l = 80$ мм; $l_1 = 89$ мм; $l_2 = 178$; $b = 216$ мм; масса 71 кг.

1.7. Определение основных параметров валов

Таблица 1.

Номер вала	Мощность, P , кВт	Частота вращения, n , мин ⁻¹	Крутящий момент, T , Н·м
1	$P_1 = P_{трэ} = 6,14$	$n_1 = n_э = 960,0$	$T_1 = 9550 \cdot (P_1/n_1) = 61,0$
2	$P_2 = P_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_{пк} = 5,49$	$n_2 = n_1/u_{рем} = 480,0$	$T_2 = 9550 \cdot (P_2/n_2) = 109,4$
3	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{пк} = 5,36$	$n_3 = n_2/u_B = 149,5$	$T_3 = 9550 \cdot (P_3/n_3) = 342,4$
4	$P_4 = P_3 \cdot \eta_{ц}^2 \cdot \eta_{пк} = 5,12$	$n_4 = n_3/u_T = 60,0$	$T_4 = 9550 \cdot (P_4/n_4) = 815,5$
5	$P_5 = P_4 \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк} = 4,99$	$n_5 = n_4 = 60,0$	$T_5 = 9550 \cdot (P_5/n_5) = 795,2$

2. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Определение диаметра малого (ведущего) шкива

Диаметр малого (ведущего) шкива, D_1 , мм, определяется по формуле:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (2.1)$$

где P_1 – мощность на валу ведущего шкива, кВт;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} .

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{6,14}{960}} = 204,18 \dots 241,31 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $D_1 = 224$ (мм).

2.2. Определение диаметра большого (ведомого) шкива

Диаметр большого (ведомого) шкива, D_2 , мм, определяется по формуле:

$$D_2 = D_1 \cdot u_{PEM}, \quad (2.2)$$

где u_{PEM} – передаточное число ременной передачи.

$$D_2 = 224 \cdot 2 = 448 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $D_2 = 450$ (мм).

2.3. Определение действительного передаточного числа

Действительное передаточное число, u , определяется по формуле:

$$u = \frac{D_2}{D_1}. \quad (2.3)$$

$$u = \frac{450}{224} = 2,0.$$

2.4. Определение частоты вращения ведомого вала

Частота вращения ведомого вала, n_2 , мин^{-1} , определяется по формуле:

$$n_2 = \frac{n_1}{u}. \quad (2.4)$$

$$n_2 = \frac{960}{2} = 480 \text{ (мин}^{-1}\text{)}.$$

2.5. Определение окружной скорости ремня, V , м/с, определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (2.5)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 224 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 11,25 \text{ (м/с)}.$$

2.6. Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние, a , мм, определяется по формуле:

$$a \geq 2 \cdot (D_1 + D_2). \quad (2.6)$$

$$a \geq 2 \cdot (224 + 450) \geq 1348 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $a = 1348$ (мм).

2.7. Определение длины ремня

Длина ремня, L , мм, определяется по формуле:

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}. \quad (2.7)$$

$$L = 2 \cdot 1348 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (450 + 224) + \frac{(450 - 224)^2}{4 \cdot 1348} = 3763,65 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $L = 4000 \text{ (мм)}$.

2.8. Определение угла обхвата меньшего шкива

Угол обхвата меньшего шкива, α_1 , град, определяется по формуле:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{(D_2 - D_1)}{a}. \quad (2.8)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{(450 - 224)}{1348} = 169,94^\circ.$$

2.9. Определение окружной силы передачи

Окружная сила передачи, F_t , Н, определяется по формуле:

$$F_t = \frac{1020 \cdot P_1}{V}. \quad (2.9)$$

$$F_t = \frac{1020 \cdot 6,14}{11,25} = 556,7 \text{ (Н)}.$$

2.10. Выбор материала и числа тканевых прокладок ремня

Учитывая небольшую нагруженность передачи, принимаем ремень с тканевым каркасом из хлопчатобумажных нитей БКНЛ-65 с прочностью прокладки 55 Н/мм ширины.

а) Предварительная суммарная толщина прокладок, δ , мм, определяется по формуле:

$$\delta \leq \frac{D_1}{30}. \quad (2.10)$$

$$\delta \leq \frac{224}{30} \leq 7,46 \text{ (мм)}.$$

б) Толщина одной прокладки $\delta_1 = 1,5 \text{ (мм)}$. Тогда число прокладок, i :

$$i = \frac{\delta}{\delta_1} = \frac{7,46}{1,5} = 4,97.$$

Принимаем $i = 5$.

2.11. Определение ширины ремня

Ширина ремня, b , мм, определяется по формуле:

$$b = \frac{F_t}{F_{PAB} \cdot i \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}, \quad (2.11)$$

где F_{PAB} – максимально допустимая рабочая нагрузка прокладки,

($F_{PAB} = 3,0 \text{ (Н/мм)}$);

K_1 – коэффициент, зависящий от угла обхвата, ($K_1 = 0,98$);

K_2 – коэффициент, учитывающий характер нагрузки и режим работы, ($K_2 = 0,85$);

K_3 – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту, ($K_3 = 1$).

$$b = \frac{556,7}{3,0 \cdot 5 \cdot 0,98 \cdot 0,85 \cdot 1} = 44,55 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $b = 50 \text{ (мм)}$.

Условное обозначение ремня спроектированной передачи (применяя одностороннюю наружную резиновую обкладку, резину класса В):

Ремень 50-5-БКНЛ-65-2,0-В ГОСТ 23831-79.

2.12. Определение силы, действующей на валы

Сила, действующая на валы, Q , Н, определяется по формуле:

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot \delta_1 \cdot i \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right), \quad (2.12)$$

где σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня, ($\sigma_0 = 1,8$ (МПа)).

$$Q = 2 \cdot 1,8 \cdot 50 \cdot 1,5 \cdot 5 \cdot \sin\left(\frac{169,94}{2}\right) = 1344,8 \text{ (Н)}.$$

2.13. Определение ширины шкива

Ширина шкива, B , мм, определяется по формуле:

$$B = 1,1 \cdot b + 10. \quad (2.13)$$

$$B = 1,1 \cdot 50 + 10 = 65 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $B = 63$ (мм).

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

3.1. Расчет шевронной передачи

3.1.1. Выбор материала зубчатых колес и вида термообработки

В качестве материала для зубчатых колес примем:

а) для шестерни – сталь 45 (закалка ТВЧ) с твердостью $HRC_1 = 45...55$, пределом прочности $\sigma_B = 590$ МПа, пределом текучести $\sigma_T = 330$ МПа;

б) для колеса – сталь 45 (закалка ТВЧ) с твердостью $HRC_2 = 45...55$, пределом прочности $\sigma_B = 590$ МПа, пределом текучести $\sigma_T = 330$ МПа.

В качестве расчетных принимаем средние значения твердости: у шестерни $HRC_1 = 50$, у колеса $HRC_2 = 50$.

Для зубчатых передач с твердыми рабочими поверхностями зубьев обоих зубчатых колес (больше $45HRC$) обеспечивать разность твердости зубьев шестерни и колеса не требуется.

3.1.2. Определение допускаемых напряжений

а) Допускаемые контактные напряжения

Допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа, определяется по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев,

соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа;

S_H – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

Для углеродистой стали 45 с термообработкой закалкой ТВЧ коэффициент безопасности $S_H = 1,2$; предел контактной выносливости поверхности зубьев шестерни:

$$\sigma_{H \lim b_1} = 17 \cdot HRC_1 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ (МПа)};$$

зубьев колес:

$$\sigma_{H \lim b_2} = 17 \cdot HRC_2 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ (МПа)}.$$

Базовое число циклов перемены напряжений равно: для зубьев шестерни ($HRC_1 = 50$) $N_{HO_1} = 90$ млн. циклов; для зубьев колеса ($HRC_2 = 50$) $N_{HO_2} = 90$ млн. циклов.

Суммарное число часов работы передачи, t , ч, определяется по формуле:

$$t = 24 \cdot K_{сут} \cdot 365 \cdot L \cdot K_{год}, \quad (3.2)$$

где $K_{сут}$ – коэффициент суточной загрузки;

$K_{год}$ – коэффициент годовой загрузки;

L – срок службы передачи, годы.

$$t = 24 \cdot 0,6 \cdot 365 \cdot 6 \cdot 0,6 = 18921,6 \text{ (ч)}.$$

Суммарное число циклов перемены напряжений, N_Σ , млн. циклов, определяется по формуле:

$$N_\Sigma = 60 \cdot n \cdot t, \quad (3.3)$$

где n – частота вращения вала зубчатого колеса (шестерни), мин^{-1} .

					ДМ 27-01.000 ПЗ	Лист
						10
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$N_{\Sigma_1} = 60 \cdot 480 \cdot 18921,6 = 544,9 \text{ (млн. циклов);}$$

$$N_{\Sigma_2} = 60 \cdot 149,5 \cdot 18921,6 = 169,7 \text{ (млн. циклов).}$$

Так как нагрузка постоянная, то эквивалентное число циклов перемены напряжений:

$$N_{HE} = N_{\Sigma},$$

то есть:

$$N_{HE_1} = N_{\Sigma_1} = 544,9 \text{ (млн. циклов);}$$

$$N_{HE_2} = N_{\Sigma_2} = 169,7 \text{ (млн. циклов).}$$

Как для шестерни, так и для колеса $N_{HE}/N_{HO} > 1$, то есть эквивалентное число циклов перемены напряжений больше базового. Поэтому коэффициенты долговечности принимаем:

$$K_{HL_1} = 1 \text{ и } K_{HL_2} = 1.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{1050}{1,2} \cdot 1 = 875 \text{ (МПа);}$$

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{1050}{1,2} \cdot 1 = 875 \text{ (МПа).}$$

Для рассматриваемой шевронной передачи условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа, определяется по формуле:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]). \quad (3.4)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (875 + 875) = 787,5 \text{ (МПа).}$$

б) Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемое напряжение изгиба зубьев, $[\sigma_F]$, МПа, определяется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (3.5)$$

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

S_F – коэффициент безопасности;

K_{FL} – коэффициент долговечности.

Для углеродистой стали 45 с термообработкой закалкой ТВЧ коэффициент безопасности $S_F = 1,75$; предел выносливости при изгибе:

$$\sigma_{F \lim b_1} = 650 \text{ (МПа);}$$

$$\sigma_{F \lim b_2} = 650 \text{ (МПа).}$$

Так как нагрузка постоянная, то:

$$N_{FE_1} = N_{\Sigma_1} = 544,9 \text{ (млн. циклов);}$$

$$N_{FE_2} = N_{\Sigma_2} = 169,7 \text{ (млн. циклов).}$$

Как для шестерни, так и для колеса $N_{FE} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, то есть эквивалентное число циклов перемены напряжений больше базового. Поэтому коэффициенты долговечности принимаем:

$$K_{FL_1} = 1 \text{ и } K_{FL_2} = 1.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{650}{1,75} \cdot 1 = 371,4 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{650}{1,75} \cdot 1 = 371,4 \text{ (МПа)}.$$

3.1.3. Предварительный выбор угла наклона зуба

Применяемые в мощных редукторах шевронные зубчатые колеса не передают на подшипники осевые нагрузки, поэтому для них можно принимать $\beta = (25 \dots 40)^\circ$.

Принимаем $\beta = 25^\circ$.

3.1.4. Выбор коэффициента ширины зубчатых колес

При условии твердости более $350HB$ ($HRC_2 = 50$) и симметричном расположении, принимаем $\psi_{bd} = 0,6$.

3.1.5. Проектный расчет на контактную прочность

а) Определение предварительного значения начального диаметра шестерни

Предварительное значение начального диаметра шестерни, d_{w1} , мм, определяется по формуле:

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}}, \quad (3.6)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, $\text{МПа}^{1/3}$;

T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, ($K_{H\beta} = 1,05$);

u – передаточное число.

Для шевронной передачи принимаем $K_d = 675 \text{ (МПа}^{1/3}\text{)}$.

$$d_{w1} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{109,4 \cdot 1,05 \cdot (3,21+1)}{0,6 \cdot 787,5^2 \cdot 3,21}} = 50 \text{ (мм)}.$$

б) Определение нормального модуля передачи

Нормальный модуль зубьев, m , мм, при твердости поверхностей зубьев больше $350HB$ ($HRC_1 = 50$), определяется по формуле:

$$m = 0,012 \cdot (u+1) \cdot d_{w1} \geq 1,5. \quad (3.7)$$

$$m = 0,012 \cdot (3,21+1) \cdot 50 = 2,526 \text{ (мм)}.$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 2,5$ (мм).

в) Определение межосевого расстояния передачи

Межосевое расстояние передачи, a_w , мм, определяется по формуле:

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} \cdot (u+1). \quad (3.8)$$

$$a_w = \frac{50}{2} \cdot (3,21+1) = 105,25 \text{ (мм)}.$$

Согласно рекомендации принимаем $a_w = 125$ (мм).

г) Суммарное число зубьев

Суммарное число зубьев, $Z_{\text{сум}}$, определяется по формуле:

$$Z_{\text{сум}} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m}. \quad (3.9)$$

$$Z_{\text{сум}} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos(25^\circ)}{2,5} = 90.$$

д) Числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни, Z_1 , определяется по формуле:

$$Z_1 = \frac{Z_{\text{сум}}}{u + 1} \geq Z_{\text{min}} = 17 \cdot \cos^3 \beta. \quad (3.10)$$

$$Z_{\text{min}} = 17 \cdot \cos^3(25^\circ) = 13;$$

$$Z_1 = \frac{90}{3,21 + 1} = 21.$$

Число зубьев колеса, Z_2 , определяется по формуле:

$$Z_2 = Z_{\text{сум}} - Z_1. \quad (3.11)$$

$$Z_2 = 90 - 21 = 69.$$

е) Фактическое значение передаточного числа

Фактическое значение передаточного числа, u , определяется по формуле:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (3.12)$$

$$u = \frac{69}{21} = 3,28.$$

ж) Действительный угол наклона зуба

Действительный угол наклона зуба, β , град, определяется по формуле:

$$\beta = \arccos\left(\frac{(Z_2 + Z_1) \cdot m}{2 \cdot a_w}\right). \quad (3.13)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{(69 + 21) \cdot 2,5}{2 \cdot 125}\right) = 25^\circ 50'.$$

з) Определение размеров зубчатых колес

Начальные диаметры зубчатых колес, d_{w1} , d_{w2} , мм, определяются по формулам:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta}, \quad d_{w2} = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta}. \quad (3.14)$$

При этом должно выполняться условие:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

$$d_{w1} = \frac{2,5 \cdot 21}{\cos(25,842^\circ)} = 58,33 \text{ (мм)};$$

$$d_{w2} = \frac{2,5 \cdot 69}{\cos(25,842^\circ)} = 191,66 \text{ (мм)}.$$

Условие $a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 = (58,33 + 191,66)/2 = 125 \text{ (мм)}$ выполнено.

Так как передача без смещения, то диаметры делительных окружностей будут равны начальным, то есть:

					ДМ 27-01.000 ПЗ	Лист
						13
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$d_1 = d_{w1} = 58,33 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = d_{w2} = 191,66 \text{ (мм)}.$$

Диаметры вершин зубьев шестерни, d_{a1} , мм, и колеса, d_{a2} , мм, определяются по формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m. \quad (3.15)$$

$$d_{a1} = 58,33 + 2 \cdot 2,5 = 63,33 \text{ (мм)};$$

$$d_{a2} = 191,66 + 2 \cdot 2,5 = 196,66 \text{ (мм)}.$$

Диаметры впадин зубьев шестерни, d_{f1} , мм, и колеса, d_{f2} , мм, определяются по формулам:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m. \quad (3.16)$$

$$d_{f1} = 58,33 - 2,5 \cdot 2,5 = 52,08 \text{ (мм)};$$

$$d_{f2} = 191,66 - 2,5 \cdot 2,5 = 185,41 \text{ (мм)}.$$

Ширина венца колеса, b_{w2} , мм, и ширина венца шестерни, b_{w1} , мм, определяются по формулам:

$$b_{w2} = \psi_{bd} \cdot d_{w1}, \quad (3.17)$$

$$b_{w1} = b_{w2} + 2 \dots 4. \quad (3.18)$$

$$b_{w2} = 0,6 \cdot 58,33 = 34,998 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $b_{w2} = 36 \text{ (мм)}$.

$$b_{w1} = 36 + 2 = 38 \text{ (мм)}.$$

Рабочая ширина зубчатого венца, b_w , мм:

$$b_w = b_{w2} = 36 \text{ (мм)}.$$

3.1.6. Определение окружной скорости зубчатых колес

Окружная скорость зубчатых колес, V , м/с, определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (3.19)$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, мин^{-1} .

$$V = \frac{3,14 \cdot 58,33 \cdot 480}{60 \cdot 1000} = 1,46 \text{ (м/с)}.$$

3.1.7. Выбор степени точности зубчатых колес

Для косозубой шевронной передачи с окружной скоростью зубчатых колес $V = 1,46 \text{ (м/с)}$ выбираем 9^{-ю} степень точности.

3.1.8. Проверочные расчеты зубчатой передачи

а) Расчет на контактную выносливость

Формула проверочного расчета:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot (u+1)}{d_{w1} \cdot u}} \leq [\sigma_H], \quad (3.20)$$

где σ_H – действительное контактное напряжение, МПа;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, ($Z_M = 275 \text{ (Н}^{1/2}/\text{мм)}$);

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

14

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;
 ω_{Ht} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев, Z_H , определяется по формуле:

$$Z_H = 1,77 \cdot \sqrt{\cos \beta}. \quad (3.21)$$

$$Z_H = 1,77 \cdot \sqrt{\cos(25,842^\circ)} = 1,68.$$

Коэффициент, торцевого перекрытия, ε_α , определяется по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta. \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{21} + \frac{1}{69} \right) \right] \cdot \cos(25,842^\circ) = 1,5.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, Z_ε , определяется по формуле:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (3.23)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,5}} = 0,816.$$

Окружная сила, F_t , Н, определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}. \quad (3.24)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 109,4}{58,33} = 3751 \text{ (Н)}.$$

Удельная окружная динамическая сила, ω_{HV} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (3.25)$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса.

При твердости обоих зубчатых колес больше 350HB ($HRC_1 = 50$, $HRC_2 = 50$) и косой форме зуба принимаем $\delta_H = 0,004$.

При модуле $m = 2,5$ (мм) и степени точности зубчатых колес 9 принимаем $g_0 = 73$.

$$\omega_{HV} = 0,004 \cdot 73 \cdot 1,46 \cdot \sqrt{\frac{125}{3,28}} = 2,63 \text{ (Н/мм)}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, ω_{Htp} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Htp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta}. \quad (3.26)$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

15

$$\omega_{H\pi} = \frac{3751}{36} \cdot 1,05 = 109,4 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, K_{HV} , определяется по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{H\pi}}. \quad (3.27)$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{2,63}{109,4} = 1,024.$$

Удельная расчетная окружная сила, ω_{Ht} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}. \quad (3.28)$$

$$\omega_{Ht} = \frac{3751}{36} \cdot 1,05 \cdot 1,024 = 112,03 \text{ (Н/мм)}.$$

Подставив полученные значения в формулу (3.20) получим:

$$\sigma_H = 1,68 \cdot 275 \cdot 0,816 \cdot \sqrt{\frac{112,03 \cdot (3,28 + 1)}{58,33 \cdot 3,28}} = 596,813 \text{ (МПа)} \leq [\sigma_H] = 787,5 \text{ (МПа)}.$$

Условие выполняется.

б) Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Эквивалентные числа зубьев шестерни, Z_{v1} , и колеса, Z_{v2} , определяются по формулам:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}, \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (3.29)$$

$$Z_{v1} = \frac{21}{\cos^3(25,842^\circ)} = 28,80;$$

$$Z_{v2} = \frac{69}{\cos^3(25,842^\circ)} = 94,65.$$

Коэффициенты формы зуба шестерни и колеса принимаем:

$$Y_{F1} = 3,833 \text{ и } Y_{F2} = 3,633.$$

Найдем соотношения:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{371,4}{3,833} = 96,895;$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{371,4}{3,633} = 102,229.$$

Меньшее из них свидетельствует о меньшей прочности зуба по напряжениям изгиба, для этого зуба (шестерни или колеса) произведем проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба.

Условие прочности по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F], \quad (3.30)$$

где σ_F — действительное напряжение изгиба, МПа;

Y_F — коэффициент формы зуба, ($Y_F = Y_{F1}$);

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба;

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

16

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

Коэффициент, учитывающий наклон зуба, Y_β , определяется по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}. \quad (3.31)$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{25,842^\circ}{140^\circ} = 0,815.$$

Удельная окружная динамическая сила, ω_{FV} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (3.32)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи.

Для передачи с шевронными зубчатыми колесами принимаем $\delta_F = 0,006$.

$$\omega_{FV} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,46 \cdot \sqrt{\frac{125}{3,28}} = 3,95 \text{ (Н/мм)}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, ω_{Ftp} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Ftp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\beta}, \quad (3.33)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, ($K_{F\beta} = 1,05$).

$$\omega_{Ftp} = \frac{3751}{36} \cdot 1,05 = 109,4 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, K_{FV} , определяется по формуле:

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{Ftp}}. \quad (3.34)$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{3,95}{109,4} = 1,036.$$

Удельная расчетная окружная сила, ω_{Ft} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (3.35)$$

$$\omega_{Ft} = \frac{3751}{36} \cdot 1,05 \cdot 1,036 = 113,343 \text{ (Н/мм)}.$$

Подставив полученные значения в формулу (3.30) получим:

$$\sigma_F = 3,833 \cdot 0,815 \cdot \frac{113,343}{2,5} = 141,628 \text{ (МПа)} \leq [\sigma_F] = 371,4 \text{ (МПа)}.$$

Условие выполняется.

3.1.9. Определение усилий зубчатого зацепления

При работе шевронной цилиндрической передачи в зубчатом зацеплении действуют только две силы: окружная F_t и радиальная F_r .

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

17

Окружная сила, F_t , Н, определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{wl}}.$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 109,4}{58,33} = 3751 \text{ (Н)}.$$

Радиальная сила, F_r , Н, определяется по формуле:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w)}{\cos(\beta)}, \quad (3.36)$$

где α_w – угол зацепления, ($\alpha_w = 20^\circ$).

$$F_r = \frac{3751 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(25,842^\circ)} = 1516,95 \text{ (Н)}.$$

3.2. Расчет наклонной передачи

3.2.1. Выбор материала зубчатых колес и вида термообработки

В качестве материала для зубчатых колес примем:

а) для шестерни – сталь 45 (закалка ТВЧ) с твердостью $HRC_1 = 45 \dots 55$, пределом прочности $\sigma_B = 590$ МПа, пределом текучести $\sigma_T = 330$ МПа;

б) для колеса – сталь 45 (закалка ТВЧ) с твердостью $HRC_2 = 45 \dots 55$, пределом прочности $\sigma_B = 590$ МПа, пределом текучести $\sigma_T = 330$ МПа.

В качестве расчетных принимаем средние значения твердости: у шестерни $HRC_1 = 50$, у колеса $HRC_2 = 50$.

Для зубчатых передач с твердыми рабочими поверхностями зубьев обоих зубчатых колес (больше $45HRC$) обеспечивать разность твердости зубьев шестерни и колеса не требуется.

3.2.2. Определение допускаемых напряжений

а) Допускаемые контактные напряжения

Допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа, определяется по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев,

соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа;

S_H – коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

Для углеродистой стали 45 с термообработкой закалкой ТВЧ коэффициент безопасности $S_H = 1,2$; предел контактной выносливости поверхности зубьев шестерни:

$$\sigma_{H \lim b_1} = 17 \cdot HRC_1 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ (МПа)};$$

зубьев колес:

$$\sigma_{H \lim b_2} = 17 \cdot HRC_2 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ (МПа)}.$$

Базовое число циклов перемены напряжений равно: для зубьев шестерни ($HRC_1 = 50$) $N_{HO_1} = 90$ млн. циклов; для зубьев колеса ($HRC_2 = 50$) $N_{HO_2} = 90$ млн. циклов.

					ДМ 27-01.000 ПЗ	Лист
						18
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Суммарное число часов работы передачи, t , ч, определяется по формуле:

$$t = 24 \cdot K_{\text{сут}} \cdot 365 \cdot L \cdot K_{\text{год}},$$

где $K_{\text{сут}}$ – коэффициент суточной загрузки;

$K_{\text{год}}$ – коэффициент годовой загрузки;

L – срок службы передачи, годы.

$$t = 24 \cdot 0,6 \cdot 365 \cdot 6 \cdot 0,6 = 18921,6 \text{ (ч)}.$$

Суммарное число циклов перемены напряжений, N_{Σ} , млн. циклов, определяется по формуле:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t,$$

где n – частота вращения вала зубчатого колеса (шестерни), мин^{-1} .

$$N_{\Sigma_1} = 60 \cdot 149,5 \cdot 18921,6 = 169,726 \text{ (млн. циклов)};$$

$$N_{\Sigma_2} = 60 \cdot 60 \cdot 18921,6 = 68,11776 \text{ (млн. циклов)}.$$

Так как нагрузка постоянная, то эквивалентное число циклов перемены напряжений:

$$N_{HE} = N_{\Sigma},$$

то есть:

$$N_{HE_1} = N_{\Sigma_1} = 169,726 \text{ (млн. циклов)};$$

$$N_{HE_2} = N_{\Sigma_2} = 68,11776 \text{ (млн. циклов)}.$$

Для шестерни $N_{HE}/N_{HO} > 1$, то есть эквивалентное число циклов перемены напряжений больше базового. Поэтому коэффициент долговечности принимаем:

$$K_{HL_1} = 1.$$

Для зубчатого колеса:

$$K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HE_2}}{N_{HO_2}}} = \sqrt[6]{\frac{68,11776}{90}} = 0,9546.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны:

$$[\sigma_{H_1}] = \frac{1050}{1,2} \cdot 1 = 875 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{1050}{1,2} \cdot 0,9546 = 835,275 \text{ (МПа)}.$$

Для рассматриваемой шевронной передачи условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа, определяется по формуле:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]).$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (875 + 835,275) = 769,62 \text{ (МПа)}.$$

б) Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемое напряжение изгиба зубьев, $[\sigma_F]$, МПа, определяется по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL},$$

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

S_F – коэффициент безопасности;

K_{FL} – коэффициент долговечности.

Для углеродистой стали 45 с термообработкой закалкой ТВЧ коэффициент безопасности $S_F = 1,75$; предел выносливости при изгибе:

$$\sigma_{F \lim b_1} = 650 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{F \lim b_2} = 650 \text{ (МПа)}.$$

Так как нагрузка постоянная, то:

$$N_{FE_1} = N_{\Sigma_1} = 169,726 \text{ (млн. циклов)};$$

$$N_{FE_2} = N_{\Sigma_2} = 68,11776 \text{ (млн. циклов)}.$$

Как для шестерни, так и для колеса $N_{FE} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$, то есть эквивалентное число циклов перемены напряжений больше базового. Поэтому коэффициенты долговечности принимаем:

$$K_{FL_1} = 1 \text{ и } K_{FL_2} = 1.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{650}{1,75} \cdot 1 = 371,4 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{650}{1,75} \cdot 1 = 371,4 \text{ (МПа)}.$$

3.2.3. Предварительный выбор угла наклона зуба

Угол наклона зубьев косозубых зубчатых колес выбирают из условия получения осевого коэффициента перекрытия более 1,1. Этому условию соответствуют значения $\beta = (8...18)^\circ$.

Принимаем $\beta = 10^\circ$.

3.2.4. Выбор коэффициента ширины зубчатых колес

При условии твердости более 350HB ($HRC_2 = 50$) и несимметричном расположении, принимаем $\psi_{bd} = 0,6$.

3.2.5. Проектный расчет на контактную прочность

а) Определение предварительного значения начального диаметра шестерни

Предварительное значение начального диаметра шестерни, d_{w1} , мм, определяется по формуле:

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, МПа^{1/3};

T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, ($K_{H\beta} = 1,2$);

u – передаточное число.

Для шевронной передачи принимаем $K_d = 675$ (МПа^{1/3}).

$$d_{wl} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{342,4 \cdot 1,2 \cdot (2,49 + 1)}{0,6 \cdot 769,62^2 \cdot 2,49}} = 80 \text{ (мм)}.$$

б) Определение нормального модуля передачи

Нормальный модуль зубьев, m , мм, при твердости поверхностей зубьев больше 350HB ($HRC_1 = 50$), определяется по формуле:

$$m = 0,012 \cdot (u + 1) \cdot d_{wl} \geq 1,5.$$

$$m = 0,012 \cdot (2,49 + 1) \cdot 80 = 3,35 \text{ (мм)}.$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 3$ (мм).

в) Определение межосевого расстояния передачи

Межосевое расстояние передачи, a_w , мм, определяется по формуле:

$$a_w = \frac{d_{wl}}{2} \cdot (u + 1).$$

$$a_w = \frac{80}{2} \cdot (2,49 + 1) = 139,6 \text{ (мм)}.$$

Согласно рекомендации принимаем $a_w = 140$ (мм).

г) Суммарное число зубьев

Суммарное число зубьев, $Z_{сум}$, определяется по формуле:

$$Z_{сум} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m}.$$

$$Z_{сум} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos(10^\circ)}{3} = 92.$$

д) Числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни, Z_1 , определяется по формуле:

$$Z_1 = \frac{Z_{сум}}{u + 1} \geq Z_{min} = 17 \cdot \cos^3 \beta.$$

$$Z_{min} = 17 \cdot \cos^3(10^\circ) = 16;$$

$$Z_1 = \frac{92}{2,49 + 1} = 26.$$

Число зубьев колеса, Z_2 , определяется по формуле:

$$Z_2 = Z_{сум} - Z_1.$$

$$Z_2 = 92 - 26 = 66.$$

е) Фактическое значение передаточного числа

Фактическое значение передаточного числа, u , определяется по формуле:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

$$u = \frac{66}{26} = 2,54.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

21

ж) Действительный угол наклона зуба

Действительный угол наклона зуба, β , град, определяется по формуле:

$$\beta = \arccos\left(\frac{(Z_2 + Z_1) \cdot m}{2 \cdot a_w}\right).$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{(66 + 26) \cdot 3}{2 \cdot 140}\right) = 9^\circ 41'.$$

з) Определение размеров зубчатых колес

Начальные диаметры зубчатых колес, d_{w1} , d_{w2} , мм, определяются по формулам:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta}, \quad d_{w2} = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta}.$$

При этом должно выполняться условие:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

$$d_{w1} = \frac{3 \cdot 26}{\cos(9,696^\circ)} = 79,13 \text{ (мм)};$$

$$d_{w2} = \frac{3 \cdot 66}{\cos(9,696^\circ)} = 200,87 \text{ (мм)}.$$

Условие $a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 = (79,13 + 200,87)/2 = 140$ (мм) выполнено.

Так как передача без смещения, то диаметры делительных окружностей будут равны начальным, то есть:

$$d_1 = d_{w1} = 79,13 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = d_{w2} = 200,87 \text{ (мм)}.$$

Диаметры вершин зубьев шестерни, d_{a1} , мм, и колеса, d_{a2} , мм, определяются по формулам:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m.$$

$$d_{a1} = 79,13 + 2 \cdot 3 = 85,13 \text{ (мм)};$$

$$d_{a2} = 200,87 + 2 \cdot 3 = 206,87 \text{ (мм)}.$$

Диаметры впадин зубьев шестерни, d_{f1} , мм, и колеса, d_{f2} , мм, определяются по формулам:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m.$$

$$d_{f1} = 79,13 - 2,5 \cdot 3 = 71,63 \text{ (мм)};$$

$$d_{f2} = 200,87 - 2,5 \cdot 3 = 193,37 \text{ (мм)}.$$

Ширина венца колеса, b_{w2} , мм, и ширина венца шестерни, b_{w1} , мм, определяются по формулам:

$$b_{w2} = \psi_{bd} \cdot d_{w1},$$

$$b_{w1} = b_{w2} + 2 \dots 4.$$

$$b_{w2} = 0,6 \cdot 79,13 = 47,48 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $b_{w2} = 48$ (мм).

$$b_{w1} = 48 + 2 = 50 \text{ (мм)}.$$

Рабочая ширина зубчатого венца, b_w , мм:

$$b_w = b_{w2} = 48 \text{ (мм)}.$$

3.2.6. Определение окружной скорости зубчатых колес

Окружная скорость зубчатых колес, V , м/с, определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000},$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, мин⁻¹.

$$V = \frac{3,14 \cdot 79,13 \cdot 149,5}{60 \cdot 1000} = 0,62 \text{ (м/с)}.$$

3.2.7. Выбор степени точности зубчатых колес

Для косозубой наклонной передачи с окружной скоростью зубчатых колес $V = 0,62$ (м/с) выбираем 9^{-ю} степень точности.

3.2.8. Проверочные расчеты зубчатой передачи

а) Расчет на контактную выносливость

Формула проверочного расчета:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot (u+1)}{d_{w1} \cdot u}} \leq [\sigma_H],$$

где σ_H – действительное контактное напряжение, МПа;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, ($Z_M = 275 \text{ (Н}^{1/2}\text{/мм)}$);

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

ω_{Ht} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев, Z_H , определяется по формуле:

$$Z_H = 1,77 \cdot \sqrt{\cos \beta}.$$

$$Z_H = 1,77 \cdot \sqrt{\cos(9,696^\circ)} = 1,757.$$

Коэффициент, торцевого перекрытия, ε_α , определяется по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{66} \right) \right] \cdot \cos(9,696^\circ) = 1,684.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, Z_ε , определяется по формуле:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,684}} = 0,771.$$

Окружная сила, F_t , Н, определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}}.$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 342,4}{79,13} = 8654 \text{ (Н)}.$$

Удельная окружная динамическая сила, ω_{HV} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}},$$

где δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса.

При твердости обоих зубчатых колес больше 350HB ($HRC_1 = 50$, $HRC_2 = 50$) и косо́й форме зуба принимаем $\delta_H = 0,004$.

При модуле $m = 3$ (мм) и степени точности зубчатых колес 9 принимаем $g_0 = 73$.

$$\omega_{HV} = 0,004 \cdot 73 \cdot 0,62 \cdot \sqrt{\frac{140}{2,54}} = 1,344 \text{ (Н/мм)}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, $\omega_{H\beta}$, Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{H\beta} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta}.$$

$$\omega_{H\beta} = \frac{8654}{48} \cdot 1,2 = 216,35 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, K_{HV} , определяется по формуле:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{H\beta}}.$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{1,344}{216,35} = 1,0062.$$

Удельная расчетная окружная сила, ω_{Ht} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

$$\omega_{Ht} = \frac{8654}{48} \cdot 1,2 \cdot 1,0062 = 217,7 \text{ (Н/мм)}.$$

Подставив полученные значения в формулу (3.20) получим:

$$\sigma_H = 1,757 \cdot 275 \cdot 0,771 \cdot \sqrt{\frac{217,7 \cdot (2,54 + 1)}{79,13 \cdot 2,54}} = 729,46 \text{ (МПа)} \leq [\sigma_H] = 769,62 \text{ (МПа)}.$$

Условие выполняется.

б) Расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Эквивалентные числа зубьев шестерни, Z_{v1} , и колеса, Z_{v2} , определяются по формулам:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}, \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

24

$$Z_{V1} = \frac{26}{\cos^3(9,696^\circ)} = 27,15;$$

$$Z_{V2} = \frac{66}{\cos^3(9,696^\circ)} = 68,91.$$

Коэффициенты формы зуба шестерни и колеса принимаем:

$$Y_{F1} = 3,86 \text{ и } Y_{F2} = 3,64.$$

Найдем соотношения:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{371,4}{3,86} = 96,22;$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{371,4}{3,64} = 102,03.$$

Меньшее из них свидетельствует о меньшей прочности зуба по напряжениям изгиба, для этого зуба (шестерни или колеса) произведем проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба.

Условие прочности по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где σ_F – действительное напряжение изгиба, МПа;

Y_F – коэффициент формы зуба, ($Y_F = Y_{F1}$);

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба;

ω_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

Коэффициент, учитывающий наклон зуба, Y_β , определяется по формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}.$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{9,696^\circ}{140^\circ} = 0,9307.$$

Удельная окружная динамическая сила, ω_{FV} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}},$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий вид зубчатой передачи.

Для передачи с косозубыми зубчатыми колесами принимаем $\delta_F = 0,006$.

$$\omega_{FV} = 0,006 \cdot 73 \cdot 0,62 \cdot \sqrt{\frac{140}{2,54}} = 2,016 \text{ (Н/мм)}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, ω_{Ftp} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Ftp} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\beta},$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, ($K_{F\beta} = 1,3$).

$$\omega_{Ftp} = \frac{8654}{48} \cdot 1,3 = 234,38 \text{ (Н/мм)}.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, K_{FV} , определяется по формуле:

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{Ftp}}.$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{2,016}{234,38} = 1,0086.$$

Удельная расчетная окружная сила, ω_{Ft} , Н/мм, определяется по формуле:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}.$$

$$\omega_{Ft} = \frac{8654}{48} \cdot 1,3 \cdot 1,0086 = 236,4 \text{ (Н/мм)}.$$

Подставив полученные значения в формулу (3.30) получим:

$$\sigma_F = 3,86 \cdot 0,9307 \cdot \frac{236,4}{3} = 283,09 \text{ (МПа)} \leq [\sigma_F] = 371,4 \text{ (МПа)}.$$

Условие выполняется.

3.2.9. Определение усилий зубчатого зацепления

Окружная сила, F_t , Н, определяется по формуле:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{wl}}.$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 342,4}{79,13} = 8654 \text{ (Н)}.$$

Радиальная сила, F_r , Н, определяется по формуле:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w)}{\cos(\beta)},$$

где α_w – угол зацепления, ($\alpha_w = 20^\circ$).

$$F_r = \frac{8654 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(9,696^\circ)} = 3195,44 \text{ (Н)}.$$

Осевая сила, F_a , Н, определяется по формуле:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta). \quad (3.37)$$

$$F_a = 8654 \cdot \operatorname{tg}(9,696^\circ) = 1478,63 \text{ (Н)};$$

$$\sum F_a = 1478,63 - 1478,63 = 0 \text{ (Н)}.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

26

4. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ ВАЛА В РЕДУКТОРЕ

4.1. Предварительное определение диаметра вала

Диаметр вала, d_{CP} , мм, определяется по формуле:

$$d_{CP} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]_{KP}}}, \quad (4.1)$$

где T – крутящий момент, Н·м;

$[\tau]_{KP}$ – пониженное значение допускаемого напряжения на кручение, МПа.

Для стальных валов при предварительном определении диаметра обычно принимают $[\tau]_{KP} = 20$ (МПа).

$$d_{CP_2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{109,4}{0,2 \cdot 20}} = 30,13 \text{ (мм)};$$

$$d_{CP_3} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{342,4}{0,2 \cdot 20}} = 44,07 \text{ (мм)};$$

$$d_{CP_4} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{815,5}{0,2 \cdot 20}} = 58,85 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $d_{CP_2} = 30$ (мм), $d_{CP_3} = 44$ (мм), $d_{CP_4} = 60$ (мм).

4.2. Разработка эскизной компоновки вала в редукторе

а) Толщина стенки редуктора, δ , мм, определяется по формуле:

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_{\max}} \geq 7, \quad (4.2)$$

где T_{\max} – крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м.

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 815,5} = 6,0 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $\delta = 7,0$ (мм).

б) Расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса редуктора, a , мм, определяется по формуле:

$$a = (1 \dots 1,5) \cdot \delta. \quad (4.3)$$

$$a = (1 \dots 1,5) \cdot 7 = 7 \dots 10,5 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $a = 10,5$ (мм).

в) Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора, a_1 , мм, определяется по формуле:

$$a_1 = 0,5 \cdot \delta. \quad (4.4)$$

$$a_1 = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ (мм)}.$$

г) Высота крышки с головкой болта, a_2 , мм, определяется по формуле:

$$a_2 = (2 \dots 3) \cdot \delta. \quad (4.5)$$

$$a_2 = (2 \dots 3) \cdot 7 = 14 \dots 21 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $a_2 = 21$ (мм).

д) Расстояние от торца вращающейся детали до крышки (или до головки болта), a_3 , мм, определяется по формуле:

$$a_3 = (2 \dots 3) \cdot \delta. \quad (4.6)$$

$$a_3 = (2 \dots 3) \cdot 7 = 14 \dots 21 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $a_3 = 21$ (мм).

е) Длина ступицы зубчатого колеса, b_1 , мм, определяется по формуле:

$$b_1 = 1,2 \cdot d_{CP} . \quad (4.7)$$

$$b_{1_3} = 1,2 \cdot 44 = 52,8 \text{ (мм)};$$

$$b_{1_4} = 1,2 \cdot 60 = 72 \text{ (мм)}.$$

ж) Длина ступицы вращающейся детали, b_2 , мм, определяется по формуле:

$$b_2 = 1,2 \cdot d_{CP} . \quad (4.8)$$

$$b_2 = 1,2 \cdot 30 = 36 \text{ (мм)}.$$

з) Ширина подшипника качения, B , мм, определяется по формуле:

$$B = 0,5 \cdot d_{CP} . \quad (4.9)$$

$$B_2 = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ (мм)};$$

$$B_3 = 0,5 \cdot 44 = 22 \text{ (мм)};$$

$$B_4 = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ (мм)}.$$

и) Расстояние между торцами зубчатых колес, c , мм, определяется по формуле:

$$c = 0,5 \cdot \delta . \quad (4.10)$$

$$c = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ (мм)}.$$

к) Расстояние от поверхности вершин зубьев зубчатого колеса и вала, c_1 , мм, определяется по формуле:

$$c_1 \geq 2 \cdot \delta . \quad (4.11)$$

$$c_1 \geq 2 \cdot 7 \geq 14 \text{ (мм)}.$$

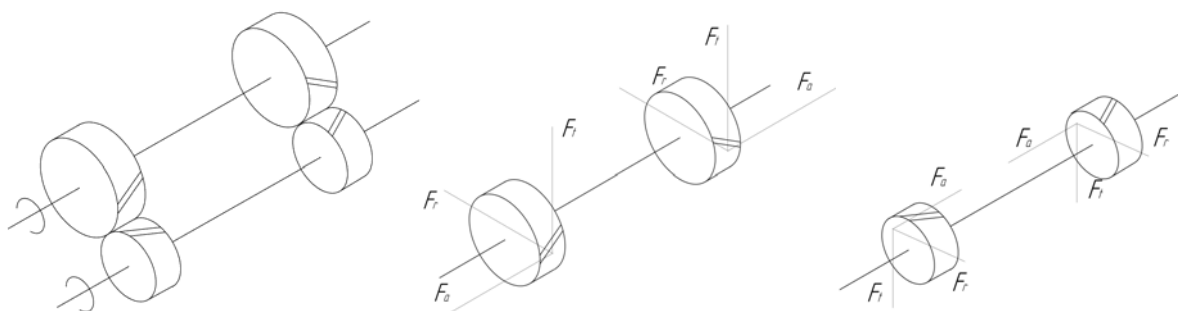
л) Расстояние от поверхности вершин зубьев зубчатого колеса и внутренней стенки корпуса (крышки) редуктора, Δ , мм, определяется по формуле:

$$\Delta \geq 2 \cdot \delta . \quad (4.12)$$

$$\Delta \geq 2 \cdot 7 \geq 14 \text{ (мм)}.$$

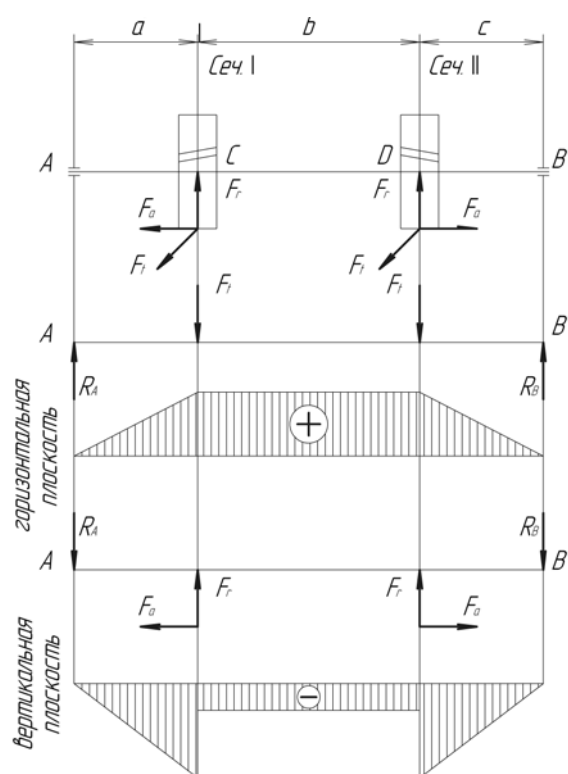
5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

5.1. Составление расчетной схемы



$$F_t = 8654 \text{ Н}; F_r = 3195,44 \text{ Н}; F_a = 1478,63 \text{ Н}; \sum F_a = 0 \text{ Н}; d_w = 0,20087 \text{ м}; T = 815,5 \text{ Н·м}.$$

5.2. Определение реакций в опорах и изгибающих моментов в координатных плоскостях и построение эпюр этих моментов



$$a = c = 0,065 \text{ м}; b = 0,1168 \text{ м}.$$

Горизонтальная плоскость

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_t \cdot a + F_t \cdot (a + b) - R_B \cdot (a + b + c) = 0;$$

$$R_B = \frac{F_t \cdot (2 \cdot a + b)}{(a + b + c)};$$

$$R_B = \frac{8654 \cdot (2 \cdot 0,065 + 0,1168)}{(0,065 + 0,1168 + 0,065)} = 8654 \text{ (Н)};$$

$$R_A = R_B;$$

$$R_A = 8654 \text{ (Н)}.$$

Сечение I:

$$M_I^r = R_A \cdot a = 8654 \cdot 0,065 = 562,51 \text{ (Н·м)}.$$

Сечение II:

$$M_{II}^r = R_B \cdot c = 8654 \cdot 0,065 = 562,51 \text{ (Н·м)}.$$

Вертикальная плоскость

$$\sum M_A = 0;$$

$$-F_r \cdot a - F_r \cdot (a + b) + R_B \cdot (a + b + c) + F_a \cdot \frac{d_w}{2} - F_a \cdot \frac{d_w}{2} = 0;$$

$$R_B = \frac{F_r \cdot (2 \cdot a + b)}{(a + b + c)};$$

$$R_B = \frac{3195,44 \cdot (2 \cdot 0,065 + 0,1168)}{(0,065 + 0,1168 + 0,065)} = 3195,44 \text{ (Н)};$$

$$R_A = R_B;$$

$$R_A = 3195,44 \text{ (Н)}.$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

29

Сечение I:

$$M_I^B = -R_A \cdot a = -3195,44 \cdot 0,065 = -207,7 \text{ (Н·м)};$$

$$M_I^{B'} = -R_B \cdot (b + c) + F_r \cdot b + F_a \cdot \frac{d_w}{2};$$

$$M_I^{B'} = -3195,44 \cdot (0,1168 + 0,065) + 3195,44 \cdot 0,1168 + 1478,63 \cdot \frac{0,20087}{2} = -59,2 \text{ (Н·м)}.$$

Сечение II:

$$M_{II}^B = -R_B \cdot c = -3195,44 \cdot 0,065 = -207,7 \text{ (Н·м)};$$

$$M_{II}^{B'} = -R_A \cdot (a + b) + F_r \cdot b + F_a \cdot \frac{d_w}{2};$$

$$M_{II}^{B'} = -3195,44 \cdot (0,1168 + 0,065) + 3195,44 \cdot 0,1168 + 1478,63 \cdot \frac{0,20087}{2} = -59,2 \text{ (Н·м)}.$$

5.3. Определение суммарных изгибающих моментов

Суммарный изгибающий момент, $M_{ИΣ}$, Н·м, определяется по формуле:

$$M_{ИΣ} = \sqrt{M_I^2 + M_B^2}, \quad (5.1)$$

где M_I – изгибающий момент в горизонтальной плоскости, Н·м;

M_B – изгибающий момент в вертикальной плоскости, Н·м.

$$M_{ИΣ_I} = \sqrt{(562,51)^2 + (-207,7)^2} = 599,63 \text{ (Н·м)};$$

$$M_{ИΣ_{II}} = \sqrt{(562,51)^2 + (-207,7)^2} = 599,63 \text{ (Н·м)};$$

5.4. Определение приведенного момента в опасном сечении

Приведенный момент, $M_{пр}$, Н·м, определяется по формуле:

$$M_{пр} = \sqrt{M_{ИΣ}^2 + T^2}, \quad (5.2)$$

где T – крутящий момент, передаваемый валом, Н·м.

$$M_{пр} = \sqrt{(599,63)^2 + (815,5)^2} = 1012,22 \text{ (Н·м)}.$$

5.5. Выбор материала и допускаемых напряжений

В качестве материала для валов принимаем сталь 45 с термической обработкой закалкой, с твердостью $HRC = 50$, пределом прочности $\sigma_B = 1200$ (МПа), допускаемым напряжением на изгиб $[\sigma]_{II} = 85$ (МПа).

5.6. Определение диаметра вала

а) Диаметр вала в опасном сечении, $d_{оп}$, мм, определяется по формуле:

$$d_{оп} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{пр}}{[\sigma]_{II}}}. \quad (5.3)$$

$$d_{оп} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1012,22}{85}} = 49,19 \text{ (мм)}.$$

Из-за наличия шпоночного паза в опасном сечении увеличиваем на 5%:

$$d_{оп} = 49,19 \cdot 1,05 = 51,66 \text{ (мм)}.$$

Принимаем $d_{оп} = 52$ (мм).

б) Диаметр цапфы вала, $d_{ц}$, мм, определяется по формуле:

$$d_{ц} = d_{оп} - (2 \dots 5). \quad (5.4)$$

$$d_{ц} = 52 - 2 = 50 \text{ (мм)}.$$

6. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Проверим запас усталостной прочности в сечении I, где действует изгибающий момент $M_{изг_I} = 599,63$ (Н·м), крутящий момент $T = 815,5$ (Н·м) и растягивающая сила $F_a = F_a^y + F_a^z = 1478,63 + 1478,63 = 2957,26$ (Н). Концентрация напряжения в рассматриваемом сечении вызывается шпоночным пазом.

6.1. Определение общего коэффициента запаса усталостной прочности

Общий коэффициент запаса усталостной прочности, n , определяется по формуле:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \geq [n], \quad (6.1)$$

где n_σ – запас прочности по нормальным напряжениям от изгиба;

n_τ – запас прочности по касательным напряжениям от кручения;

$[n]$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности,

$([n] = 1,5 \dots 2,5)$.

6.1.1. Определение запаса прочности по нормальным напряжениям от изгиба

Запас прочности по нормальным напряжениям от изгиба, n_σ , определяется по формуле:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\mathcal{E}_\sigma} \cdot \sigma_\alpha + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (6.2)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом без концентрации напряжений, МПа;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе, ($K_\sigma = 2,50$);

\mathcal{E}_σ – масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при изгибе, ($\mathcal{E}_\sigma = 0,715$);

Ψ_σ – коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному, ($\Psi_\sigma = 0,20$);

σ_α – амплитуда колебаний цикла при изгибе, МПа;

σ_m – среднее напряжение цикла при изгибе, МПа.

а) Предел выносливости материала вала при изгибе с симметричным циклом без концентрации напряжений, σ_{-1} , МПа, определяется по формуле:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B, \quad (6.3)$$

где σ_B – предел прочности материала вала, ($\sigma_B = 1200$ (МПа)).

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 1200 = 516$ (МПа).

б) Амплитуда колебаний цикла при изгибе, σ_α , МПа, определяется по формуле:

$$\sigma_\alpha = (M_{изг}/W_{изг}) \cdot 10^3, \quad (6.4)$$

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

31

где M_H – изгибающий момент, Н·м;

W_H – момент сопротивления изгибу, мм³.

Момент сопротивления изгибу, W_H , мм³, определяется по формуле:

$$W_H = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}, \quad (6.5)$$

где d – диаметр вала, мм;

b – ширина шпонки, мм;

t_1 – глубина врезания шпонки в вал, мм.

$$W_H = \frac{3,14 \cdot 52^3}{32} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (52 - 6)^2}{2 \cdot 52} = 11843,93 \text{ (мм}^3\text{)}.$$

$$\sigma_\alpha = (599,63/11843,93) \cdot 10^3 = 50,63 \text{ (МПа)}.$$

в) Среднее напряжение цикла при изгибе, σ_m , МПа, определяется по формуле:

$$\sigma_m = F_a / \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right). \quad (6.6)$$

$$\sigma_m = 2957,26 / \left(\frac{3,14 \cdot 52^2}{4} \right) = 1,3932 \text{ (МПа)}.$$

Подставив полученные значения в формулу (6.2) получим:

$$n_\sigma = \frac{516}{\frac{2,50}{0,715} \cdot 50,63 + 0,20 \cdot 1,3932} = 2,91.$$

6.1.2. Определение запаса прочности по касательным напряжениям от кручения

Запас прочности по касательным напряжениям от кручения, n_τ , определяется по формуле:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\mathcal{E}_\tau} \cdot \tau_\alpha + \Psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.7)$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом без концентрации напряжений, МПа;

K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении, ($K_\tau = 2,39$);

\mathcal{E}_τ – масштабный фактор, учитывающий влияние абсолютных размеров вала на изменение пределов выносливости при кручении, ($\mathcal{E}_\tau = 0,715$);

Ψ_τ – коэффициент приведения несимметричного цикла к равноопасному симметричному, ($\Psi_\tau = 0,10$);

τ_α – амплитуда колебаний цикла при кручении, МПа;

τ_m – среднее напряжение цикла при кручении, МПа.

а) Предел выносливости материала вала при кручении с симметричным циклом без концентрации напряжений, τ_{-1} , МПа, определяется по формуле:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}. \quad (6.8)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 516 = 299,28 \text{ (МПа)}.$$

б) Поскольку момент, передаваемый валом, в большинстве случаев колеблется по величине, исходят из наиболее неблагоприятного случая знакопостоянного цикла, принимая, что напряжение кручения изменяется по пульсирующему циклу.

Тогда амплитуда колебаний цикла при кручении, τ_{α} , МПа, и среднее напряжение цикла при кручении, τ_m , МПа, определяется по формуле:

$$\tau_{\alpha} = \tau_m = (T/2 \cdot W_{KP}) \cdot 10^3. \quad (6.9)$$

Момент сопротивления кручению, W_{KP} , мм³, определяется по формуле:

$$W_{KP} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}. \quad (6.10)$$

$$W_{KP} = \frac{3,14 \cdot 52^3}{16} - \frac{16 \cdot 6 \cdot (52 - 6)^2}{2 \cdot 52} = 25641,1 \text{ (мм}^3\text{)}.$$

$$\tau_{\alpha} = \tau_m = (815,5/2 \cdot 25641,1) \cdot 10^3 = 15,9 \text{ (МПа)}.$$

Подставив полученные значения в формулу (6.7) получим:

$$n_{\tau} = \frac{299,28}{\frac{2,39}{0,715} \cdot 15,9 + 0,10 \cdot 15,9} = 5,467.$$

Подставив полученные значения в формулу (6.1) получим:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{2,91}\right)^2 + \left(\frac{1}{5,467}\right)^2}} = 2,57 \geq [n] = 2,0.$$

Следовательно, запас усталостной прочности нормальный.

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

7.1. Определение нагрузки, действующей на подшипники

а) Суммарная радиальная нагрузка на подшипник А, F'_{r_A} , Н, определяется по формуле:

$$F'_{r_A} = \sqrt{A_{F_t}^2 + A_{F_r}^2}, \quad (7.1)$$

где A_{F_t} , A_{F_r} – опорные реакции, ($A_{F_t} = 8654$ (Н), $A_{F_r} = 3195,44$ (Н)).

$$F'_{r_A} = \sqrt{8654^2 + 3195,44^2} = 9225,1 \text{ (Н)}.$$

б) Суммарная радиальная нагрузка на подшипник В, F'_{r_B} , Н, определяется по формуле:

$$F'_{r_B} = \sqrt{B_{F_t}^2 + B_{F_r}^2},$$

где B_{F_t} , B_{F_r} – опорные реакции, ($B_{F_t} = 8654$ (Н), $B_{F_r} = 3195,44$ (Н)).

$$F'_{r_B} = \sqrt{8654^2 + 3195,44^2} = 9225,1 \text{ (Н)}.$$

в) Осевая нагрузка на подшипник $F'_a = 0$, так как данное наклонное зацепление является зеркальным.

Так как $F'_{r_A} = F'_{r_B} = 9225,1$ (Н), то опоры являются равнонагруженными.

7.2. Выбор типа подшипника качения

Поскольку осевая нагрузка на подшипник отсутствует, принимаем радиальный однорядный шарикоподшипник.

7.3. Предварительный выбор типоразмера подшипника

Учитывая диаметр цапфы вала $d_u = 50$ (мм) выбираем радиальный однорядный шарикоподшипник № 410 ГОСТ 8338-75.

Таблица 2.

$d, \text{мм}$	$D, \text{мм}$	$B, \text{мм}$	$C, \text{кН}$	$C_0, \text{кН}$
50	130	31	87,1	52

7.4. Определение требуемой долговечности подшипника

Требуемая долговечность подшипника, L_{TP} , ч, определяется по формуле:

$$L_{TP} = 24 \cdot K_{сут} \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot T, \quad (7.2)$$

где $K_{сут}$ – коэффициент суточной загрузки;

$K_{год}$ – коэффициент годовой загрузки;

T – срок службы, годы.

$$L_{TP} = 24 \cdot 0,6 \cdot 365 \cdot 0,6 \cdot 6 = 18921,6 \text{ (ч)}.$$

7.5. Определение расчетной долговечности

Расчетная долговечность, L_h , ч, определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (7.3)$$

где n – частота вращения вращающегося кольца, мин^{-1} ;

C – динамическая грузоподъемность, Н;

P – динамическая эквивалентная нагрузка, Н;

p – степенной показатель, ($p = 3$).

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

34

Динамическая эквивалентная нагрузка, P , Н, определяется по формуле:

$$P = X \cdot V \cdot F_r' \cdot K_B \cdot K_T, \quad (7.4)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки, ($X = 1$);

V – коэффициент вращения колец относительно вектора нагрузки,
($V = 1$);

K_B – динамический коэффициент, ($K_B = 2$);

K_T – температурный коэффициент, ($K_T = 1$).

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 9225,1 \cdot 2 \cdot 1 = 18450,2 \text{ (Н)}.$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 60} \cdot \left(\frac{87100}{18450,2} \right)^3 = 29224,6 \text{ (ч)}.$$

Так как $L_h > L_{TP}$, подшипник № 410 подходит.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

35

8. ВЫБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ИХ НА ПРОЧНОСТЬ

8.1. Выбор шпонок

Шпонка А–16×10×80 СТ.СЭВ 189-75.

8.2. Проверочный расчет на прочность

Условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{2 \cdot d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (8.1)$$

где T – крутящий момент на валу, Н·м;

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина паза вала, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, ($[\sigma_{см}] = 110$ (МПа)).

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 815,5}{2 \cdot 52 \cdot (10 - 6) \cdot 72} = 54,454 \text{ (МПа)} \leq [\sigma_{см}] = 110 \text{ (МПа)}.$$

Условие выполняется.

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

36

9. ВЫБОР МУФТЫ

9.1. Выбор муфты

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (МУВП).

9.2. Определение габаритных размеров

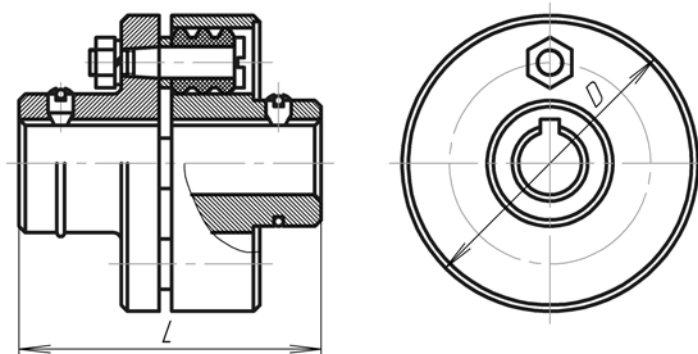
$$D = (3,5 \dots 4) \cdot d, \quad (9.1)$$

$$L = (3,5 \dots 4) \cdot d, \quad (9.2)$$

где d – диаметр вала, мм.

$$D = 3,5 \cdot 52 = 182 \text{ (мм)};$$

$$L = 3,5 \cdot 52 = 182 \text{ (мм)}.$$



Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДМ 27-01.000 ПЗ

Лист

37

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение следует отметить основные направления развития конструкций и исследования зубчатых передач:

1. Применение передач прогрессивных типов и параметров: с твердыми зубьями, с модификацией профиля, с локализованным контактом, продольной модификацией, круговым зубом, передач Новикова, цилиндрических с арочным зубом и др. Применение многоконтактных передач планетарных и волновых.

2. Уточнение исследования напряженно-деформированного состояния зубьев методами теории упругости, в частности вариационно-разностным в криволинейной системе координат.

3. Постепенный отход от расчетных формул в виде произведения многих коэффициентов, рассматриваемых независимыми, к комплексному определению контактных и изгибных напряжений, статических и динамических напряжений, распределения их по контактными линиям и между парами зубьев в зацеплении.

4. Развитие контактно-гидродинамической теории смазки в применении к вопросам сопротивления заеданию и контактной прочности с охватом неньютоновских масел и пластичных смазочных материалов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кашников П. Д. “Кинематический расчет привода. Методические указания по курсовому проектированию деталей машин”. – Омск: издательство СибАДИ, 1986. – 24 с.
2. Никитин В. Н., Гольчанский М. А. “Расчет ременных передач. Методические указания”. – Омск: издательство СибАДИ, 2001. – 24 с.
3. Никитин В. Н. “Расчет цилиндрических зубчатых передач на прочность. Методические указания по курсовому проектированию деталей машин”. – Омск: издательство СибАДИ, 2004. – 28 с.
4. Никитин В. Н. “Расчет валов на прочность и жесткость. Методические указания по курсовому проектированию деталей машин”. – Омск: издательство СибАДИ, 2003. – 40 с.
5. Никитин В. Н. “Выбор подшипников качения. Методические указания по курсовому проектированию деталей машин”. – Омск: издательство СибАДИ, 1984. – 24 с.
6. Решетов Д. Н. “Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей ВУЗов”. – Москва: издательство Машиностроение, 1989. – 496 с.