

3. Расчет открытых зубчатых передач

3.1. Расчет открытых цилиндрических передач

Открытые цилиндрические передачи применяют в качестве тихоходных передач в приводе. Для них свойственны малые окружные скорости колес $v \leq 2$ м/с и, как следствие, сравнительно большие габариты. Колеса выполняют прямозубыми. Из-за отсутствия защиты и повышенного износа зубьев открытые передачи считают прирабатывающимися.

3.1.1 Основным конструкторским расчетом открытых передач является проектировочный расчет зубьев на выносливость при изгибе, который, с целью упрощения, проводят только для зубьев шестерни 1 передачи.

Исходные данные для расчета:

n_1 и n_2 – частоты вращения шестерни и колеса, об/мин;

T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах колес, Н·м;

u – передаточное число передачи.

Перечисленные параметры определяют на более раннем этапе – при кинематическом и энергетическом расчете привода в целом.

Рекомендуется следующий порядок действий:

Выбирают материал по табл. 3. Для открытых передач применяют дешевые марки стали типа 40, 45, 35Л, 45Л, и др., допускающие отливку заготовок колес больших диаметров. Также применяют чугуны СЧ 15, СЧ 19, СЧ 30, СЧ 35. Литые стальные колеса имеют меньшие габариты по сравнению с чугунными, их подвергают преимущественно нормализации или улучшению. Твердость шестерни выбирают на 20...30 НВ выше твердости колеса.

Назначают число зубьев шестерни $z_1 = 20...30$ и определяют число зубьев колеса $z_2 = u z_1$, округляя до целого значения. После этого определяют фактическое (окончательное) значение передаточного числа:

3 Расчет открытых зубчатых передач

3.1 Расчет открытой цилиндрической передачи

(Хотя в рассматриваемом задании открытая передача является конической, приведем дополнительный пример расчета цилиндрической открытой передачи, не изменяя результатов кинематического расчета привода)

3.1.1 Проектировочный расчет зубьев шестерни на выносливость при изгибе

Исходные данные:

$$n_1 = 60,21 \text{ об/мин}; \quad n_2 = 30,03 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 705,6 \text{ Н·м}; \quad T_2 = 1330 \text{ Н·м}; \quad u = 2,005.$$

По табл. 3 для шестерни выбираем сталь 40 улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_1 = (192 + 228)/2 \approx 210 \text{ HB};$$

Для колеса выбираем сталь 35Л улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_2 = (163 + 207)/2 \approx 185 \text{ HB}.$$

Пределы текучести и прочности материалов колес:

$$\sigma_{T1} = 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B1} = 700 \text{ МПа}; \quad \sigma_{T2} = 270 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B2} = 490 \text{ МПа}$$

Назначаем число зубьев шестерни $z_1 = 24$. Число зубьев колеса

$$z_2 = u \cdot z_1; \quad z_2 = 2,005 \cdot 24 = 48,12 \approx 48.$$

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Находят допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни по приближенной формуле

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F\text{lim}},$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, табл. 5.

По табл. 11 определяют коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} формы зубьев шестерни и колеса в зависимости от чисел зубьев z_1 и z_2 .

С учетом расположения колес передачи относительно опор выбирают значение коэффициента ψ_{ba} ширины колеса по межосевому расстоянию:

- при симметричном расположении – 0,315; 0,4; 0,5;
- при несимметричном расположении – 0,25; 0,315; 0,4;
- при консольном расположении – 0,2; 0,25.

Вычисляют коэффициент ψ_{bd} ширины колеса по диаметру шестерни:

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1).$$

Находят коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. С этой целью по рис. 11 следует выбрать типовой вариант расположения колес передачи относительно опор, наиболее близкий рассматриваемому случаю (симметричный, несимметричный, консольный), затем по графику на рис. 12 определить значение $K_{F\beta}$.

Определяют модуль передачи:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}} \quad (22)$$

где вспомогательный коэффициент $K_m = 14$.

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{48}{24} = 2,000.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F \lim},$$

где предел выносливости (табл. 5)

$$\sigma_{F \lim} = 1,75 \cdot HB_{1,1}; \quad \sigma_{F \lim} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \cdot 367,5 = 147,0 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты формы зубьев (табл. 11)

$$Y_{F1} = 3,94; \quad Y_{F2} = 3,66.$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию (при консольном расположении колес) $\psi_{ba} = 0,25$.

Коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни

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

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,25 (2,000 + 1) = 0,375.$$

По рис. 11 выбираем консольную схему I_b , поскольку подшипники скольжения, которые предполагается установить на валы открытой передачи, по восприятию перекоса ближе подходят к подшипникам роликового типа.

Коэффициент $K_{F\beta}$ концентрации нагрузки при изгибе определяем по рис. 12.

$$\text{Приблизительно, } K_{F\beta} = 1,18.$$

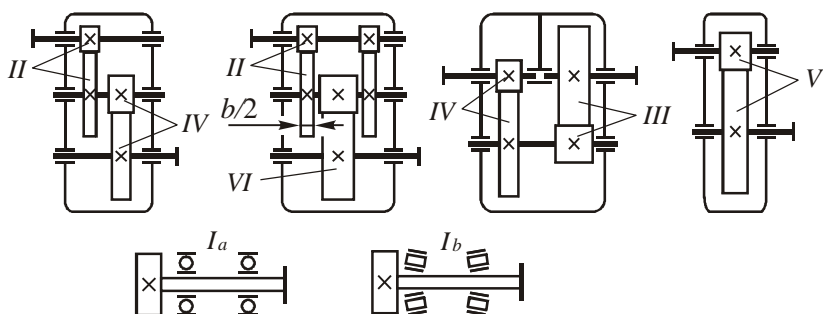


Рис. 11. Типовые схемы расположения колес относительно опор

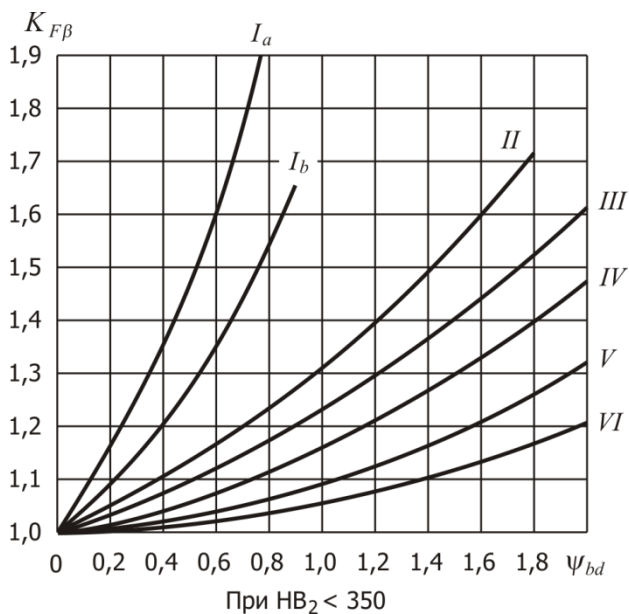


Рис. 12

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего согласно стандарту (табл. 10).

Находим модуль передачи

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}},$$

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{705,6 \cdot 3,94 \cdot 1,18}{(24)^2 \cdot 0,375 \cdot 147,0}} = 6,569 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до большего стандартного (табл. 10):

$$m = 7 \text{ мм.}$$

3.1.2 Основные размеры колес

Делительные диаметры

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2;$$

$$d_1 = 7 \cdot 24 = 168 \text{ мм}; \quad d_2 = 7 \cdot 48 = 336 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad a_w = \frac{168 + 336}{2} = 252 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_{bd} d_1; \quad b_2 = 0,375 \cdot 168 = 63 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца шестерни

$$b_1 = 71 \text{ мм.}$$

Значения b_1 и b_2 согласованы с рядом Ra40 (табл. П3).

Высоты головок и ножек зубьев

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25 m;$$

$$h_a = 7 \text{ мм}; \quad h_f = 1,25 \cdot 7 = 8,75 \text{ мм.}$$

3.1.2 Определяют основные размеры прямозубой пары:

- диаметры делительных окружностей шестерни и колеса

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

- межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2};$$

- ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_{bd} d_1;$$

- ширина зубчатого венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5...10) \text{ мм};$$

- высоты головок и ножек зубьев

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25m;$$

- диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a;$$

- диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f.$$

После определения ширины колес b_2 и b_1 данные размеры округляют по стандартному ряду Ra40 (табл. ПЗ).

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Колесо	a_w , мм	m , мм	β , град	u	z	b , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	v , м/с
1 (ш)										
2 (к)										

Диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a;$$

$$d_{a1} = 168 + 2 \cdot 7 = 182 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 336 + 2 \cdot 7 = 350 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_f;$$

$$d_{f1} = 168 - 2 \cdot 8,75 = 150,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 336 - 2 \cdot 8,75 = 318,5 \text{ мм}.$$

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi a_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u+1)}; \quad v = \frac{3,14 \cdot 252 \cdot 60,21}{30 \cdot 10^3 (2,000+1)} = 0,5293 \text{ м/с}.$$

Результаты расчетов заносим в таблицу:

Колесо	$a_w,$ мм	$m,$ мм	$\beta,$ град	u	z	$b,$ мм	$d,$ мм	$d_a,$ мм	$d_f,$ мм	$v,$ м/с
1 (ш)	252	7	0	2	24	71	168	182	150,5	0,529
2 (к)					48	63	336	350	318,5	

3.1.3 Силы в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 705,6}{168} 10^3 = 8400 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad F_r = 8400 \operatorname{tg} 20^\circ = 3057 \text{ Н}.$$

Осевая сила в прямозубом зацеплении равна нулю.

В столбце β ставят значение 0, поскольку передача прямозубая. Окружную скорость вычисляют по формуле

$$v = \frac{\pi a_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u + 1)}.$$

3.1.3 Находят силы, действующие в прямозубом зацеплении:

- окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3;$$

- радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления;

- осевая сила в прямозубом зацеплении отсутствует, т. е.

$$F_a = 0.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)			
2 (к)			

Найденные параметры передачи носят предварительный характер, для окончательного их принятия необходимо провести проверочные расчеты зубьев: расчет на усталостную прочность при изгибе и расчет на прочность при действии пиковой нагрузки, целью которого является предупреждение появления остаточной деформации или хрупкого излома зубьев. Проверочные расчеты ведут в следующей последовательности:

Найденные значения сил заносим в таблицу:

Колесо	F_t, H	F_r, H	F_a, H
1 (ш)	8400	3057	0
2 (к)			

3.1.4 Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе зубьев

3.1.4.1 В соответствии с п. 2.1 находим допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

Коэффициент запаса S_F принимаем равным 1,7 (поковка), поскольку диаметры колес меньше 0,5 м.

Предел выносливости для базового числа циклов (табл.5): $\sigma_{F \lim} = 1,75 \times HB$.

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot 185 = 323,8 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right],$$

где показатель $q = 6$ при твердости поверхности менее 350 HB.

$$N_{FE} = 60nt (1^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3109;$$

$$N_{FE 1} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 9,593 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE 2} = 60 \cdot 30,03 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 4,784 \cdot 10^6;$$

3.1.4 Для проведения проверочного расчета на усталостную прочность при изгибе находят уточненные значения допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_{F1}]$ для шестерни и $[\sigma_{F2}]$ для колеса (см. п. 2.1).

Определяют расчетные напряжения изгиба для зубьев колеса и шестерни:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m}; \quad (23)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2},$$

где коэффициент $K_{F\beta}$ входит в формулу (22), а коэффициенты $K_{F\alpha}$ и K_{Fv} , учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями и внутреннюю динамику нагружения, находят в соответствии с п. 2.2.7.

Проводят проверку по условиям:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}].$$

Допускается перегруз до 5%.

3.1.5 Проводят проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. С этой целью для каждого из колес пары в соответствии с п. 2.2.8 находят максимальные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F \max 1}]$ и $[\sigma_{F \max 2}]$. Далее определяют расчетные максимальные напряжения изгиба:

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2},$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода в техническом задании.

Для каждого из колес пары проводят проверку по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE}}}$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,593 \cdot 10^6}} = 0,8643;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,784 \cdot 10^6}} = 0,9706.$$

Поскольку найденные значения должны лежать в пределах $1 \leq Y_N \leq 4$, окончательно принимаем

$$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, принимаем равным единице: $Y_R = 1$. Такое же значение принимаем и для коэффициента Y_A , учитывающего влияние реверса: $Y_A = 1$, поскольку реверс в задании не предусмотрен.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

$$[\sigma_F]_1 = 367,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 216,2 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 323,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 190,5 \text{ МПа}.$$

3.1.4.2 Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 m}; \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2}.$$

В случае невыполнения условий проверок следует предпринять одно из нижеперечисленных действий по обеспечению прочности зубьев передачи:

- при прежних размерах зубчатой пары выбрать другой материал с более высокими механическими характеристиками, и, следовательно, с более высокими значениями допускаемых напряжений;

- при прежнем материале пересчитать размеры передачи, выбрав модуль зацепления большего номинала;

- для небольших перегрузов ($\leq 10...15\%$) допустимо в том же процентном отношении увеличить длину контакта зубьев, т. е. ширину колес.

3.2. Расчет открытых конических передач

Открытые конические передачи в приводе применяют для передачи вращения между пересекающимися валами. Как и для открытых цилиндрических передач для них свойственны малые окружные скорости $v \leq 2$ м/с и сравнительно большие габариты. Колеса выполняют прямозубыми из нормализованных или улучшенных сталей с твердостью поверхности зубьев до 350 НВ.

3.2.1 Проектировочный расчет открытых конических передач, так же, как и расчет открытых цилиндрических передач, ведут по критерию усталостной прочности зубьев при изгибе.

Исходными данными для расчета являются:

n_1 и n_2 – частоты вращения шестерни и колеса, об/мин;

T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах колес, Н·м;

u – передаточное число передачи.

Рекомендуется следующий порядок действий:

По табл. 3 выбирают материал. Рекомендуемые марки стали: 45, 35Л, 40Л, 40ХЛ и др., допускающие отливку заготовок колес больших диаметров. Твердость шестерни принимают на 20...30 НВ выше твердости колеса.

Находим значения входящих параметров. Из двух последних таблиц результатов:

$$F_t = 8400 \text{ Н}; b_2 = 63 \text{ мм}; m = 7 \text{ мм}; v = 0,529 \text{ м/с}.$$

По табл. 7 принимаем 9-ю степень точности передачи, поскольку окружная скорость меньше 2 м/с.

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$$K_{F\alpha} = 1 + A(n_{cm} - 5),$$

где при твердости поверхности колеса 180 HB по табл. 8: $A = 0,06$.

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,06(9 - 5) = 1,24.$$

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий концентрацию нагрузки по длине зубьев, был найден ранее в п. 3.1.1:

$$K_{F\beta} = 1,18.$$

В том же пункте были определены и коэффициенты формы зубьев:

$$Y_{F1} = 3,94; \quad Y_{F2} = 3,66.$$

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1); \quad K_{Fv} = 1 + 2(1,06 - 1) = 1,12,$$

где, в свою очередь, коэффициент $K_{Hv} = 1,06$ найден по табл. 9 (при $n_{cm} = 9$; твердость $\leq 350 \text{ HB}$; цилиндрическая прямозубая передача).

Назначают число зубьев шестерни $z_1 = 20 \dots 25$ и определяют число зубьев колеса $z_2 = u z_1$. После округления z_2 до целого значения находят фактическое (окончательное) значение передаточного числа:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Определяют допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни по приближенной формуле

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F\text{lim}},$$

где $\sigma_{F\text{lim}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, табл. 5.

Находят эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса по формулам

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2},$$

где δ_1, δ_2 – углы начальных конусов. Для ортогональной передачи $\delta_2 = \arctg u$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$. Далее из табл. 11 выбирают коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} .

Вычисляют вспомогательный параметр

$$\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}},$$

где коэффициент K_{be} ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, как и в случае закрытых передач, обычно принимают равным 0,285.

В соответствии с наиболее близкой (по характеру расположения опор) схемой конических передач, приведенных в п. 2.3.2 на рис. 8, выбирают ветвь графика на рис. 9, по которой находят коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$, который сам

Напряжения изгиба при данных значениях параметров

$$\sigma_{F2} = 3,66 \frac{8400 \cdot 1,24 \cdot 1,18 \cdot 1,12}{63 \cdot 7} = 114,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 114,2 \cdot 3,94 / 3,66 = 122,9 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемых напряжений $[\sigma_F]_1 = 216,2 \text{ МПа}$ и $[\sigma_F]_2 = 190,5 \text{ МПа}$.

Проверка выполняется.

3.1.5 Проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Максимальные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \lim \max}}{S_F},$$

где для нормализованной стали $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \times \text{НВ}$.

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 \cdot 210}{1,7} = 592,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 \cdot 185}{1,7} = 522,4 \text{ МПа}.$$

Расчетные максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2}.$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = 1,5$ (см. п. 2.2.6).

$$\sigma_{F \max 1} = 1,5 \cdot 122,9 = 184,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 1,5 \cdot 114,2 = 171,3 \text{ МПа}.$$

Поскольку расчетные напряжения не превышают допускаемые, проверка выполняется.

по себе в дальнейшие расчеты не входит, но позволяет определить коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$, необходимый для расчета на усталостную прочность зубьев при изгибе:

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

Находят предварительное значение модуля зацепления в среднем сечении зубьев:

$$m' = K_m^3 \sqrt{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{\vartheta_F z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}} , \quad (24)$$

где вспомогательный коэффициент $K_m = 14$; ϑ_F – опытный коэффициент, учитывающий понижение изгибной прочности зубьев конических передач в сравнении с цилиндрическими передачами, обычно принимают $\vartheta_F = 0,85$; коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего делительного диаметра шестерни ψ_{bd} находят по формуле

$$\psi_{bd} = \frac{K_{be} \sqrt{1 + u^2}}{2 - K_{be}}.$$

Вычисляют внешний модуль зацепления:

$$m'_e = \frac{m'}{1 - 0,5 K_{be}}.$$

Полученное значение округляют до ближайшего большего в соответствии с табл. 10.

Уточняют средний модуль по скорректированной величине внешнего модуля зацепления:

$$m = m_e (1 - 0,5 K_{be}).$$

Значение среднего модуля округлению не подлежит.

3.2 Расчет открытой конической передачи

3.2.1 Проектировочный расчет по критерию усталостной прочности зубьев при изгибе

Исходные данные:

$$n_1 = 60,21 \text{ об/мин}; \quad n_2 = 30,03 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 705,6 \text{ Н·м}; \quad T_2 = 1330 \text{ Н·м}; \quad u = 2,005.$$

По табл. 3 для шестерни выбираем сталь 40 улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_1 = (192+228)/2 \approx 210 \text{ НВ};$$

Для колеса выбираем сталь 35Л улучшенную. Средняя поверхностная твердость зубьев

$$H_2 = (163+207)/2 \approx 185 \text{ НВ}.$$

Пределы текучести и прочности материалов колес:

$$\sigma_{T1} = 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B1} = 700 \text{ МПа}; \quad \sigma_{T2} = 270 \text{ МПа}; \quad \sigma_{B2} = 490 \text{ МПа}$$

Назначаем число зубьев шестерни $z_1 = 24$. Число зубьев колеса

$$z_2 = u \cdot z_1; \quad z_2 = 2,005 \cdot 24 = 48,12 \approx 48.$$

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{48}{24} = 2,000.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \sigma_{F \text{ lim}},$$

3.2.2 Определяют основные размеры конической пары:

- внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

- расчетная ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} \cdot R_e.$$

Значение b округляют до ближайшего из ряда Ra40 нормальных линейных размеров (табл. ПЗ);

- внешние делительные диаметры пары:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$

- средние делительные диаметры пары:

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2;$$

- внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e;$$

- внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2m_e;$$

- внешние (габаритные) диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2;$$

- окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} (1 - 0,5b / R_e).$$

где предел выносливости (табл. 5)

$$\sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot H_{B1}; \quad \sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{F1}] = 0,4 \cdot 367,5 = 147,0 \text{ МПа.}$$

Углы начальных конусов колес

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_2 = \arctg 2,000 = 63,43^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad \delta_1 = 90^\circ - 63,43^\circ = 26,57^\circ.$$

Эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

$$z_{v1} = \frac{24}{\cos 26,57^\circ} = 26,83;$$

$$z_{v2} = \frac{48}{\cos 63,43^\circ} = 107,3.$$

Коэффициенты формы зубьев (табл. 11)

$$Y_{F1} = 3,86; \quad Y_{F2} = 3,59.$$

Вычисляем вспомогательный параметр

$$\psi = \frac{K_{be} u}{2 - K_{be}}; \quad \psi = \frac{0,285 \cdot 2,000}{2 - 0,285} = 0,3323.$$

По схеме задания коническая шестерня 5 расположена между опорами, а колесо 6 закреплено консольно, что дает основание выбрать на рис. 8 3-й рисунок и ветвь I, более конкретно, I_б, поскольку опоры на подшипниках скольжения обеспечивают жесткость вала, сопоставимую с той, которую дает применение роликовых подшипников. Далее, по рис. 9 находим коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,03$.

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1); \quad K_{F\beta} = 1 + 1,5(1,03 - 1) = 1,045.$$

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Колесо	m_e , мм	m , мм	b , мм	u	z	δ , град	d_e , мм	d , мм	h_{ae} , мм	h_{fe} , мм	d_{ae} , мм	v , м/с
1 (ш)												
2 (к)												

3.2.3 Определяют силы в зацеплении конической пары:

- окружная сила (на среднем диаметре колес)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3;$$

- радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

- осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1;$$

- радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1};$$

- осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}.$$

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)			
2 (к)			

Предварительное значение среднего модуля зубьев

$$m' = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 Y_{F1} K_{F\beta}}{9_F Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_{F1}]}}$$

где множитель $K_m = 14$; коэффициент, учитывающий понижение изгибной прочности зубьев конических передач, $9_F = 0,85$; коэффициент ширины зубчатого венца относительно среднего делительного диаметра шестерни

$$\psi_{bd} = \frac{K_{be} \sqrt{1+u^2}}{2-K_{be}}; \quad \psi_{bd} = \frac{0,285 \sqrt{1+(2,000)^2}}{2-0,285} = 0,3716.$$

$$m' = 14 \sqrt[3]{\frac{705,6 \cdot 3,86 \cdot 1,045}{0,85 (24)^2 0,3716 \cdot 147,0}} = 6,634 \text{ мм.}$$

Внешний модуль

$$m'_e = \frac{m'}{1-0,5K_{be}}; \quad m'_e = \frac{6,634}{1-0,5 \cdot 0,285} = 7,736 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до большего стандартного (табл. 10): $m_e = 8 \text{ мм.}$

Уточняем средний модуль:

$$m = m_e (1 - 0,5K_{be}); \quad m = 8(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 6,860 \text{ мм.}$$

3.2.2 Основные размеры конической пары

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}; \quad R_e = 0,5 \cdot 8 \sqrt{(24)^2 + (48)^2} = 214,7 \text{ мм.}$$

3.2.4 Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе зубьев начинают с определения уточненных значений допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_{F1}]$ для шестерни и $[\sigma_{F2}]$ для колеса (см. п. 2.1). Затем находят расчетные напряжения изгиба для зубьев колеса и шестерни:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{\vartheta_F b m}; \quad (25)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2},$$

где $\vartheta_F = 0,85$; коэффициент $K_{F\beta}$ входит в формулу (24); коэффициент $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых колес; коэффициент K_{Fv} зависит от значения коэффициента K_{Hv} :

$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1)$ при твердости поверхности зубьев колеса (2) менее 350НВ;

$K_{Fv} = K_{Hv}$ при более высокой твердости.

В свою очередь коэффициент K_{Hv} выбирают по табл. 9, принимая степень точности $n_{\text{сг}}$ конической передачи, равной 9 при окружной скорости $v \leq 1,5$ м/с, и равной 8 при $1,5 < v \leq 4$ м/с.

Проводят проверку по условиям:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}].$$

Допускается перегруз до 5%.

3.2.5 Проводят проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. С этой целью для каждого из колес пары в соответствии с п. 2.2.8 находят максимальные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\text{max}1}]$ и $[\sigma_{F\text{max}2}]$. Далее определяют расчетные максимальные напряжения изгиба:

Ширина зубчатого венца колеса

$$b = K_{be} R_e; \quad b = 0,285 \cdot 214,7 = 61,19 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего из ряда Ra40 (табл. П3):

$$b = 63 \text{ мм.}$$

Внешние делительные диаметры

Внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2;$$

$$d_{e1} = 8 \cdot 24 = 192 \text{ мм}; \quad d_{e2} = 8 \cdot 48 = 384 \text{ мм.}$$

Средние делительные диаметры

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

$$d_1 = 6,860 \cdot 24 = 164,6 \text{ мм};$$

$$d_2 = 6,860 \cdot 48 = 329,3 \text{ мм.}$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{ae} = 8 \text{ мм.}$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = 1,2 m_e; \quad h_{fe} = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры окружностей вершин

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2.$$

$$d_{ae1} = 192 + 2 \cdot 8 \cos 26,57^\circ = 206,3 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = 384 + 2 \cdot 8 \cos 63,43^\circ = 391,2 \text{ мм.}$$

Окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{b}{2R_e} \right);$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 384 \cdot 30,03}{60 \cdot 10^3} \left(1 - \frac{63}{2 \cdot 214,7} \right) = 0,5149 \text{ м/с.}$$

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2},$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода в техническом задании.

Для каждого из колес пары проводят проверку по условию

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_{F \max}].$$

В случае невыполнения условий проверок следует предпринять одну из следующих мер по обеспечению прочности зубьев:

- при прежних размерах зубчатой пары выбрать другой материал с более высокими механическими характеристиками, и, следовательно, с более высокими значениями допускаемых напряжений;

- при прежнем материале пересчитать размеры передачи, выбрав внешний модуль зацепления большего номинала.

Таблица результатов

Колесо	m_e , мм	m , мм	b , мм	u	z	δ , град	d_e , мм	d , мм	h_{ae} , мм	h_{fe} , мм	d_{ae} , мм	v , м/с
1 (ш)	8	6,860	63	2	24	26,57	192	164,6	8	9,6	206,3	0,5149
2 (к)					48	63,43	384	329,3			391,2	

3.2.3 Силы в зацеплении конической пары

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 705,6}{164,6} 10^3 = 8574 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{r1} = 8574 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos 26,57^\circ = 2791 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad F_{a1} = 8574 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin 26,57^\circ = 1396 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{r2} = 1396 \text{ Н.}$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = 2791 \text{ Н.}$$

Заносим найденные значения сил в таблицу:

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)	8574	2791	1396
2 (к)		1396	2791

3.2.4 Проверочный расчет на усталостную прочность при изгибе зубьев

3.2.4.1 В соответствии с п. 2.1 находим допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

Коэффициент запаса S_F принимаем равным 1,7 (поковка), поскольку диаметры колес меньше 0,5 м.

Предел выносливости для базового числа циклов (табл.5): $\sigma_{F \lim} = 1,75 \times HВ$.

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot 185 = 323,8 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right],$$

где показатель $q = 6$ при твердости поверхности менее 350 HВ.

$$N_{FE} = 60nt (1^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3109;$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 9,593 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 30,03 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 4,784 \cdot 10^6;$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE}}}.$$

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,593 \cdot 10^6}} = 0,8643;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,784 \cdot 10^6}} = 0,9706.$$

Поскольку найденные значения должны лежать в пределах $1 \leq Y_N \leq 4$, окончательно принимаем

$$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент Y_R , учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, принимаем равным единице: $Y_R = 1$. Такое же значение принимаем и для коэффициента Y_A , учитывающего влияние реверса: $Y_A = 1$, поскольку реверс в задании не предусмотрен.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_N Y_R Y_A / S_F.$$

$$[\sigma_F]_1 = 367,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 216,2 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 323,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 190,5 \text{ МПа}.$$

3.2.4.2 Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}}{d_F b m};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2}.$$

Находим значения входящих параметров. Из двух последних таблиц результатов:

$$F_t = 8574 \text{ Н}; b = 63 \text{ мм}; m = 6,860 \text{ мм}; v = 0,5149 \text{ м/с}.$$

По табл. 7 принимаем 8-ю степень точности передачи, поскольку окружная скорость меньше 4 м/с.

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями для прямозубых конических колес принимают равным единице:

$$K_{F\alpha} = 1.$$

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий концентрацию нагрузки по длине зубьев, был найден ранее в п. 3.3.1:

$$K_{F\beta} = 1,045.$$

В том же пункте были определены коэффициенты формы зубьев и коэффициент, учитывающий понижение изгибной прочности зубьев конических передач:

$$Y_{F1} = 3,86; \quad Y_{F2} = 3,59; \quad \vartheta_F = 0,85.$$

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$$K_{Fv} = 1 + 2(K_{Hv} - 1); \quad K_{Fv} = 1 + 2(1,06 - 1) = 1,12,$$

где, коэффициент $K_{Hv} = 1,06$ найден по табл. 9 ($n_{ст} = 8$; твердость ≤ 350 НВ; коническая прямозубая передача).

Напряжения изгиба при данных значениях параметров

$$\sigma_{F2} = 3,59 \frac{8574 \cdot 1 \cdot 1,045 \cdot 1,12}{0,85 \cdot 63 \cdot 6,860} = 98,07 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 98,97 \cdot 3,86 / 3,59 = 105,4 \text{ МПа},$$

что меньше допускаемых напряжений $[\sigma_F]_1 = 216,2$ МПа и $[\sigma_F]_2 = 190,5$ МПа. Таким образом, проверка выполняется.

3.2.5 Проверочный расчет зубьев на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Максимальные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_{F \max}] = \frac{\sigma_{F \lim \max}}{S_F},$$

где для нормализованной стали $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \times \text{HB}$.

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 \cdot 210}{1,7} = 592,9 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 \cdot 185}{1,7} = 522,4 \text{ МПа}.$$

Расчетные максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max 1} = K_{\text{пер}} \sigma_{F1}; \quad \sigma_{F \max 2} = K_{\text{пер}} \sigma_{F2}.$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = 1,5$ (см. п. 2.2.6).

$$\sigma_{F \max 1} = 1,5 \cdot 105,4 = 158,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 1,5 \cdot 98,07 = 147,1 \text{ МПа}.$$

Поскольку расчетные напряжения не превышают допускаемые, проверка выполняется.