

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания



**Санкт-Петербург
2017**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Кафедра основ конструирования машин

**РАСЧЕТ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания

**Санкт-Петербург
2017**

УДК 621.832 (07)

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ:
методические указания / сост. М.В. Аввакумов, В.М. Гребенникова,
А.Б. Коновалов; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2017. – 45 с.

В методических указаниях изложены методы расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач, приведены примеры расчета и необходимые справочные материалы. Методические указания предназначены студентам направлений подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» для выполнения курсовых проектов по дисциплинам «Основы проектирования» и «Механика». Могут быть использованы при дипломном проектировании.

Рецензент: профессор кафедры машин автоматизированных систем ВШТЭ СПбГУПТД, канд. техн. наук А.А. Гаузе.

Подготовлены и рекомендованы к печати кафедрой основ конструирования машин ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 7 от 27.01.2017 г.).

Утверждены к изданию методической комиссией института технологии ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 3 от 10.02.2017 г.).

© Высшая школа технологии
и энергетики СПбГУПТД, 2017

ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с учебным планом изучение дисциплин "Основы проектирования" и "Механика" заканчивается выполнением курсового проекта. Курсовой проект является первой самостоятельной расчетно-конструкторской работой студентов, способствует закреплению и углублению знаний, полученных при изучении общетехнических дисциплин.

Объектом курсового проекта является механический привод технологических машин, применяемых в целлюлозно-бумажном производстве. В состав привода входят цилиндрические редукторы общего назначения и открытые передачи.

Расчет на прочность эвольвентных цилиндрических зубчатых передач регламентирован ГОСТ 21354–87 [4]. Однако практическое использование этого расчета при курсовом проектировании, из-за большого числа факторов и их сложной взаимосвязи, вызывает у студентов определенные трудности.

В методических указаниях изложена методика расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач, отличающаяся от стандартного расчета рядом упрощений, мало влияющих на конечные результаты для большинства практических случаев; приведены примеры расчета и необходимые справочные материалы.

При разработке методики расчета цилиндрических зубчатых передач использованы ГОСТ 21354–87, учебники и пособия по деталям машин [1–3].

1. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Термины, определения и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике эвольвентных цилиндрических зубчатых передач, приняты по ГОСТ 16530–83 и ГОСТ 16531–83.

1.2. Методы расчета геометрических и кинематических параметров, используемых в расчетах на прочность зубчатых передач внешнего зацепления – по ГОСТ 16532–70, зубчатых передач внутреннего зацепления – по ГОСТ 19274–73.

1.3. Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления.

Размеры цилиндрической зубчатой передачи показаны на рис.1; зависимости для определения основных геометрических параметров передачи приведены в табл.1.

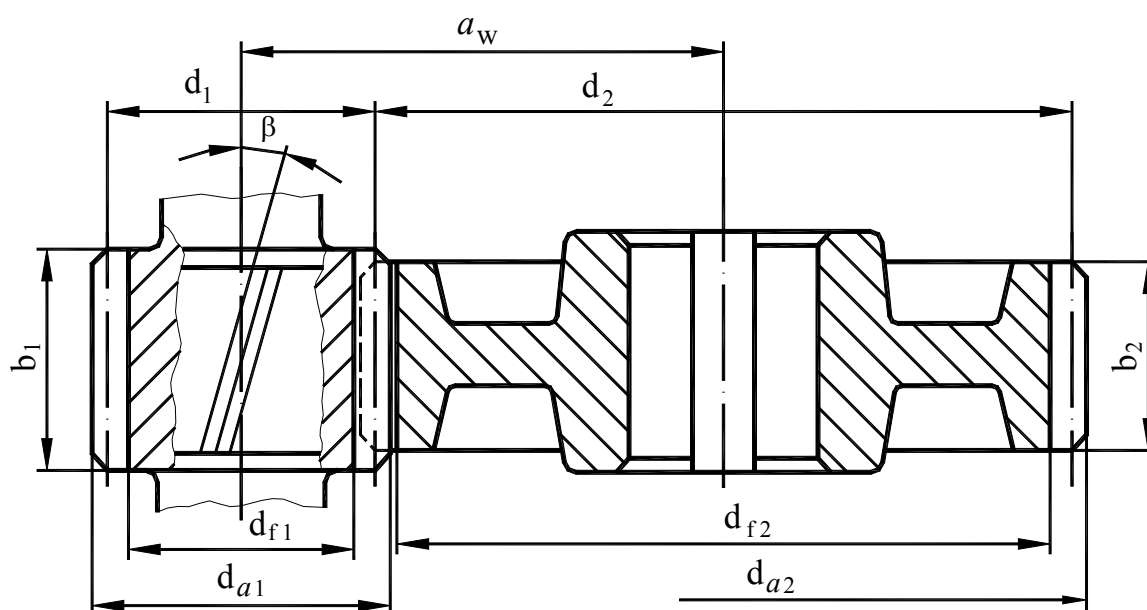


Рис.1. Основные размеры цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные для расчета размеров передачи:

число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ;

модуль зацепления m ;

угол наклона зуба β ;

коэффициенты смещения шестерни x_1 и колеса x_2 .

Таблица 1. Основные геометрические параметры цилиндрических передач внешнего зацепления

Наименование параметра	Определение геометрических параметров при зацеплении	
	без смещения исходного контура	со смещением исходного контура
Ширина венца: шестерни колеса		b_1 b_2
Межосевое расстояние	$a_w = \frac{m(z_2 + z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$	$a_w = m \left[\frac{z_2 + z_1}{2 \cdot \cos \beta} + y \right]$
Коэффициент воспринимаемого смещения		$y = x_1 + x_2 - \Delta y$
Коэффициент уравнительного смещения		Δy по ГОСТ 16532–70
Делительное межосевое расстояние	$a = a_w$	$a = 0,5m(z_2 + z_1)/\cos \beta$
Делительные диаметры: шестерни колеса		$d_1 = m z_1 / \cos \beta;$ $d_2 = m z_2 / \cos \beta$
Начальные диаметры: шестерни колеса	$d_{w1} = d_1;$ $d_{w2} = d_2$	$d_{w1} = 2 a_w / (u+1);$ $d_{w2} = d_{w1} u$
Диаметры вершин зубьев: шестерни колеса	$d_{a1} = d_1 + 2m;$ $d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y) m;$ $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y) m$
Диаметры впадин зубьев: шестерни колеса	$d_{f1} = d_1 - 2,5m;$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1) m;$ $d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2) m$

Примечания:

1. Если суммарное смещение $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ или $x_1 = -x_2$, то $y = 0$ и $\Delta y = 0$;
2. Коэффициенты смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принимают со своими знаками;
3. Для прямозубых передач ($\beta = 0$) в расчетные формулы подставляют стандартный окружной модуль m , а для косозубых и шевронных колес – нормальный модуль m_n .

2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Выбор материалов и термической обработки зубчатых колес

Материалы для изготовления зубчатых колес и необходимую твердость выбирают в зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритам передачи. Основными материалами колес силовых передач являются термически обрабатываемые конструкционные углеродистые и легированные стали. Марки сталей, рекомендуемые для изготовления зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в табл. 2.

Таблица 2. Механические характеристики сталей для изготовления цилиндрических зубчатых колес

Марка стали	Размеры заготовок шестерни, колеса		Термообработка	Твердость заготовки		σ_B	σ_T
	$D_{пр}$, мм	$S_{пр}$, мм		поверхности	сердцевины		
40	120	60	У	192–228 НВ		700	400
45	Любые размеры		Н	179–217 НВ		600	320
45	125	80	У	235–262 НВ		780	540
45	80	50	У	269–302 НВ		890	650
40Х	200	125	У	235–262 НВ		790	640
40Х	125	80	У	269–302 НВ		900	750
40Х	125	80	У+ТВЧ	45–50 HRC 269–302 НВ		900	750
40ХН	315	200	У	235–262 НВ		800	630
40ХН	200	125	У	269–302 НВ		920	750
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48–53 HRC 269–302 НВ		920	750
35ХМ	315	200	У	235–262 НВ		800	670
35ХМ	200	125	У	269–302 НВ		920	790
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48–53 HRC 269–302 НВ		920	790
35Л	Любые размеры		Н	163–207 НВ		500	280
45Л	Любые размеры		Н	170–217 НВ		550	320
45Л	315	200	У	207–235 НВ		680	440
50Л	Любые размеры		Н	190–220 НВ		580	340

Примечания: 1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н – нормализация; У – улучшение; ТВЧ—закалка токами высокой частоты.
2. $D_{пр}$ – диаметр; $S_{пр}$ – толщина обода или диска.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства, предусмотренного техническими заданиями на курсовой проект, в мало- и средненагруженных передачах, а также в открытых зубчатых передачах широко применяются стальные зубчатые колеса с твердостью $H \leq 350$ НВ. При этом обеспечивается чистовое нарезание зубьев после термообработки, высокая точность изготовления и хорошая прирабатываемость зубьев. Зубчатые колеса диаметром больше 500 мм изготавливаются литыми с термообработкой - нормализация.

Для редукторов, к размерам которых не предъявляется жестких требований, в основном применяют следующие материалы и варианты термической обработки:

I – марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: сталь 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Термообработка колеса – улучшение, твердость 235–262 НВ. Термообработка шестерни – улучшение, твердость 269–302 НВ. Зубья колес из улучшаемых сталей хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Применяют в мало- и средненагруженных передачах.

II – марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: сталь 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Термообработка колеса – улучшение, твердость 269–302 НВ. Термообработка шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45–53 HRC в зависимости от марки стали. Приблизительно можно считать, что $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ НВ}$.

Для лучшей приработки зубьев, снижения опасности заедания и повышения нагрузочной способности передачи твердость шестерни назначается больше твердости колеса. Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса должна составлять $\Delta H = HB_{01} - HB_{02} = 20 \div 50$. Меньшие значения ΔH – для прямозубых передач, большие ΔH – для косозубых и шевронных передач.

Средняя твердость зубьев колес $HB_0 = 0,5 (HB_{\min} + HB_{\max})$.

2.2. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H\lim} Z_N / S_H, \text{ МПа},$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений N_{H0} (табл.3);

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи;

S_H – коэффициент запаса прочности (см. табл.3).

Таблица 3. Пределы контактной выносливости σ_{Hlim} и коэффициенты запаса прочности S_H

Способ термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	σ_{Hlim} , МПа	S_H
Нормализация, улучшение	≤ 350 НВ	Углеродистая и легированная (40, 45, 40X, 40XH, 35XM)	$2 HB_0 + 70$	1,1
Поверхностная закалка ТВЧ	40–53 HRC		$17 HRC_0 + 200$	1,2

Базовое число циклов напряжений при расчете на контактную прочность определяют по средней твердости поверхностей зубьев

$$N_{H0} = 30 (HB_0)^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы передачи при постоянном режиме нагружения

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

где n – частота вращения шестерни, зубчатого колеса, мин⁻¹;

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса. Для обычных редукторов $c = 1$;

L_h – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L \cdot K_r K_c, \text{ ч},$$

где L – число лет работы передачи;

K_r – коэффициент годового использования передачи, $K_r = 0,85$;

K_c – число смен работы передачи в сутки.

К режимам постоянного нагружения относят режимы работы с отклонениями нагрузки до 20 %. При этом за расчетную обычно принимают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

Для длительно работающих быстроходных зубчатых передач, когда $N_K > N_{H0}$, коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0} / N_K} \geq 0,75.$$

Коэффициент долговечности для кратковременно работающих передач при $N_K \leq N_{H0}$ определяется по формуле

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{H0} / N_K} \leq Z_{Nmax}.$$

Для ограничения допускаемых напряжений по условию отсут-

ствия пластических деформаций на поверхности зубьев предельные значения коэффициента долговечности: $Z_{N_{max}} = 2,6$ при термообработке – нормализация и улучшение; $Z_{N_{max}} = 1,8$ для зубьев с поверхностной закалкой.

Для цилиндрических прямозубых передач за расчетное принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, т.е. $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$.

Косозубые и шевронные передачи, если зуб шестерни закален, а зуб колеса подвергнут улучшению, рассчитывают по условному допускаемому контактному напряжению

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \geq [\sigma_H]_2,$$

при выполнении условия $[\sigma_H] \leq 1,23 [\sigma_H]_2$.

Для косозубых и шевронных передач в остальных случаях за расчетное напряжение принимают допускаемое контактное напряжение для колеса $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2$.

2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба определяют по формуле

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

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений N_{F0} (табл.4);

S_F – коэффициент запаса прочности (см. табл.4);

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями. При шлифовании и зубофрезеровании с параметром шероховатости $R_Z \leq 40$ мкм $Y_R = 1$;

Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. Для поковок и штамповок $Y_Z = 1$, для проката $Y_Z = 0,9$, для литых заготовок $Y_Z = 0,8$;

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная) $Y_A = 1$. При двустороннем приложении нагрузки для нормализованных и улучшенных сталей $Y_A = 0,65$;

Y_N – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{F0} / N_K} \geq 1,$$

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

N_K – расчетное число циклов за весь срок службы передачи;
 q – показатель степени кривой усталости: $q = 6$ при твердости зубьев $H \leq 350$ HB, а также для колес со шлифованной переходной поверхностью; $q = 9$ при твердости поверхности зубьев $H > 350$ HB.

Коэффициент долговечности для длительно работающих быстроходных передач ($N_K \geq N_{F0}$) принимается $Y_N = 1$.

Для кратковременно работающих передач, когда $N_K < N_{F0}$, при термообработке - нормализация и улучшение ($H \leq 350$ HB) коэффициент долговечности $1 < Y_N \leq 4$; при закалке зубьев $1 < Y_N \leq 2,5$.

Таблица 4. Пределы выносливости σ_{Flim} и коэффициенты запаса прочности S_F

Способ термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	σ_{Flim} , МПа	S_F
Нормализация, улучшение	≤ 350 HB	Углеродистая и легированная (40, 45, 40X, 40XH, 35XM)	$1,75 H_{B0}$	1,7
Поверхностная закалка ТВЧ	40–53 HRC		600–700	1,7

Допускаемые напряжения изгиба определяются для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$.

2.4. Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние из условия контактной прочности

$$a_w \geq K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{u \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \text{ мм},$$

где $K_a = 450$ – для прямозубых передач; $K_a = 410$ – для косозубых и шевронных передач, МПа^{1/3};

u – передаточное число;

T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·м;

K_H – коэффициент нагрузки;

$\psi_{ba} = b_2 / a_w$ – коэффициент ширины венца колеса;

$[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа.

Знак « + » для передач внешнего зацепления, знак « - » – для внутреннего зацепления.

Величину коэффициента ширины венца колеса ψ_{ba} выбирают из ряда стандартных чисел: 0,2; 0,25; 0,3; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0 в зависимости от положения прямозубых и косозубых колес относительно опор:

при симметричном расположении	0,3–0,5;
при несимметричном расположении	0,25–0,4;
при консольном расположении одного или обоих колес	0,2–0,25.

Для шевронных передач $\psi_{ba} = 0,5 - 1,0$; для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = 0,2(u+1)/(u-1)$.

Меньшие значения ψ_{ba} назначают для цилиндрических передач с твердостью зубьев $H \geq 45 \text{ HRC}$.

Зубчатые колеса передач общего машиностроения изготавливаются по 8-й степени точности. При постоянной нагрузке, твердости поверхности зубьев колеса $H_2 \leq 350 \text{ HB}$, 8-й степени точности изготовления зубчатых колес и окружной скорости $v < 15 \text{ м/с}$ для предварительных расчетов принимают следующие значения коэффициентов нагрузки: для прямозубых передач $K_H = 1,3$; для косозубых и шевронных передач $K_H = 1,2$.

Вычисленное значение межосевого расстояния a_w для нестандартных передач (редукторов) и при мелкосерийном производстве округляют до ближайшего большего числа, кратного пяти, или из ряда номинальных линейных размеров $R_a 40$ (ГОСТ 6636–89): 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420 мм. При крупносерийном производстве редукторов a_w округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2185–66): 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 260; 280; 300; 315; 320; 340; 355; 360; 380; 400 мм.

2.5. Определение модуля передачи

Для обеспечения равной контактной и изгибной выносливости зубьев минимальное значение модуля передачи определяют из условия прочности на изгиб

$$m \geq \frac{K_m T_1 (u \pm 1)}{a_w b_2 [\sigma_F]_2}, \text{ мм},$$

где $K_m = 6,8 \cdot 10^3$ – для прямозубых и $K_m = 5,6 \cdot 10^3$ – для косозубых и шевронных передач;

b_2 – ширина венца колеса, $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$, мм.

Ширину венца колеса после вычисления округляют до ближайшего целого числа, кратного двум или пяти;

$[\sigma_F]_2$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса, МПа.

Максимально допустимый модуль из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{\max} \approx 2 a_w / [17(u \pm 1)], \text{ мм.}$$

Из полученного диапазона ($m - m_{\max}$) модулей принимают стандартное значение модуля (табл.5). Для прямозубых колес стандартным считают окружной модуль m , а для косозубых и шевронных – нормальный модуль m_n .

Таблица 5. Стандартные значения модуля по ГОСТ 9563–80

Ряд 1, мм	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
Ряд 2, мм	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Примечание. Предпочтение следует отдавать первому ряду.

В силовых зубчатых передачах обычно рекомендуют использовать значения модуля $m \geq 1,5$ мм.

2.6. Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

Для прямозубых передач

$$z_S = 2 a_w / m.$$

Для косозубых и шевронных передач

$$z_S = 2 a_w \cos \beta / m_n ,$$

где β – угол наклона зубьев колес. Для косозубых колес $\beta = 8 \div 16^\circ$, шевронных колес $\beta = 25 \div 40^\circ$. В раздвоенных ступенях редукторов для лучшей самоустановки назначают $\beta = 25 \div 35^\circ$.

Угол наклона зубьев предварительно принимают: для шевронных передач $\beta = 30^\circ$; для косозубых – $\beta = 10^\circ$, при выполнении условия $\beta > \beta_{\min} = \arcsin(4 m_n / b_2)$. В противном случае принимают $\beta = \beta_{\min}$.

Полученное значение z_S округляют до целого числа.

2.7. Определение числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_S / (u \pm 1) \geq z_{1 \min} .$$

Значение z_1 округляют до ближайшего целого числа.

Из условия отсутствия подрезания ножки зуба: $z_{1\min} = 17$ для прямозубых колес; $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$ для косозубых и шевронных колес.

Число зубьев колеса:

внешнего зацепления $z_2 = z_s - z_1$;

внутреннего зацепления $z_2 = z_s + z_1$.

Прямозубые передачи при $z_1 < 17$ для исключения подрезания зубьев и повышения изломной прочности выполняют со смещением исходного контура. Коэффициент смещения шестерни

$$x_1 = (17 - z_1)/17 \leq 0,6.$$

Косозубые и шевронные передачи при числе зубьев шестерни $z_1 \geq (z_{\min}+2)$ изготавливают без смещения ($x_1 = x_2 = 0$). При $z_1 < (z_{\min}+2)$ коэффициент смещения шестерни определяют по формуле

$$x_1 = (0,015 z_1 - 0,04) \sqrt{u - 1}.$$

Если $u > 3,5$, то в формулу подставляют $u = 3,5$.

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения шестерни и колеса даны в ГОСТ 16532–70. В силовых зубчатых передачах с заданным межосевым расстоянием принимают коэффициенты смещения для колеса внешнего зацепления $x_2 = -x_1$, для колеса внутреннего зацепления $x_2 = x_1$. Такая передача называется равносмещенной.

2.8. Уточнение передаточного числа

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 .$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100, \%$$

Фактическое передаточное число u_{ϕ} не должно отличаться от заданного более, чем на 3 % для одноступенчатых и на 4 % – для двухступенчатых редукторов.

2.9. Уточнение межосевого расстояния и угла наклона зубьев

Для прямозубых передач уточняют межосевое расстояние

$$a_w = m (z_1 + z_2) / 2 , \text{ мм.}$$

Для косозубых и шевронных передач определяют действительную величину угла наклона зубьев по формуле

$$\cos \beta = m_n (z_1 + z_2) / (2 a_w) ; \quad \beta, \text{ град.}$$

Точность вычисления – до пятого знака после запятой.

2.10. Определение размеров зубчатых колес

Основные размеры зубчатых колес:

делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 ;

диаметры вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} ;

диаметры впадин зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2} ;

ширина зубчатого венца шестерни b_1 и колеса b_2 .

Ширина зубчатого венца:

колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$, мм ;

шестерни $b_1 = b_2 + 5$, мм.

Значения ширины зубчатых венцов округляют до целого числа.

Размеры зубчатых колес цилиндрической передачи со смещением исходного контура при $x_1 + x_2 \neq 0$.

Для передачи с внешним зацеплением:

диаметры шестерни

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 (1 + x_1 - \Delta y) m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 (1,25 - x_1) m ;$$

диаметры колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 (1 + x_2 - \Delta y) m ;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 (1,25 - x_2) m ,$$

где x_1 и x_2 – коэффициенты смещения шестерни и колеса;

Δy – коэффициент уравнивающего смещения, определяемый по ГОСТ 16532–70.

Для передачи с внутренним зацеплением:

диаметры шестерни

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 (1 + x_1) m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 (1,25 - x_1) m ;$$

диаметры колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta ;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 (1 - x_2 - 0,2) m ;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2 (1,25 + x_2) m .$$

Размеры зубчатых колес цилиндрической равносмещенной передачи при $x_1 = -x_2$.

Для передачи внешнего зацепления:

диаметры шестерни

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 (1 + x_1) m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 (1,25 - x_1) m ;$$

диаметры колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 (1 + x_2) m ;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 (1,25 - x_2) m .$$

Для передачи внутреннего зацепления

диаметры шестерни:

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 (1 + x_1) m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 (1,25 - x_1) m ;$$

диаметры колеса:

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta ;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 (1 - x_2) m ;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2 (1,25 + x_2) m .$$

Коэффициенты смещения шестерни x_1 и колеса x_2 необходимо подставлять с собственными знаками.

Размеры цилиндрических зубчатых колес передачи без смещения исходного контура ($x_1 = x_2 = 0$).

Диаметры колес передачи внешнего зацепления:

шестерни

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m ;$$

колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m ;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m .$$

Диаметры колес передачи внутреннего зацепления:

шестерни

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m .$$

колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta ;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m ;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m .$$

Для прямозубых передач ($\beta = 0$) в формулы для определения размеров зубчатых колес подставляют значение стандартного окружного модуля m , а для косозубых и шевронных передач - стандартный нормальный модуль m_n .

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,01 мм.

2.11. Размеры заготовок

Чтобы получить при термической обработке принятые для расчета механические характеристики материала, размеры заготовок колес не должны превышать предельно допустимых величин.

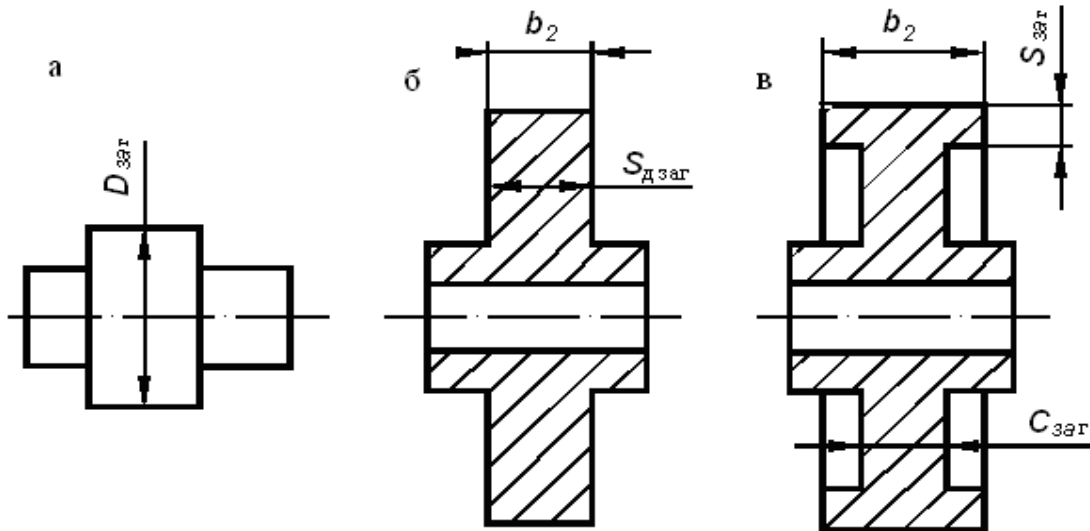


Рис.2. Заготовки цилиндрических зубчатых колес:
а – шестерни; б – колеса без выточек; в – колеса с выточками

Условие пригодности заготовок колес:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пр}} ; C_{\text{заг}} \leq S_{\text{пр}} \text{ или } S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пр}} .$$

Предельные значения $D_{\text{пр}}$ и $S_{\text{пр}}$ приведены в табл. 2.

Диаметр заготовки цилиндрической шестерни (рис. 2а)

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6, \text{ мм} .$$

Для колеса с выточками (рис. 2в) толщина диска $C_{\text{заг}} = 0,5b_2$ и обода заготовки колеса $S_{\text{заг}} = 8m$. Для колеса без выточек (рис. 2б) толщина диска заготовки $S_{\text{д заг}} = b_2 + 4$ мм.

При невыполнении неравенства изменяют материал колес или вид термической обработки.

2.12. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$, Н .

Радиальная сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$, Н .

Осевая сила $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$, Н ,

где $\alpha = 20^\circ$ – делительный угол.

2.13. Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

Расчетное значение контактного напряжения

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{d_1 b_2 u}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, $\text{МПа}^{1/2}$. Для стальных колес $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых передач $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$; для косозубых и шевронных передач $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$,

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для прямозубых цилиндрических передач $Z_H \approx 2,49$;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

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

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

b_2 – ширина венца зубчатого колеса, мм;

K_H – коэффициент нагрузки;

$[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа.

Знак «+» – для внешнего зацепления, знак «-» – для внутреннего зацепления.

Для косозубых и шевронных колес при $x_1 + x_2 = 0$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\text{tg } \alpha_t}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении

$$\alpha_t = \text{arctg} (\text{tg } 20^\circ / \cos \beta);$$

β_b – основной угол наклона зубьев

$$\beta_b = \text{arcsin} (\sin \beta \cdot \cos 20^\circ).$$

Коэффициент нагрузки при расчетах на контактную прочность

$$K_H = K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha},$$

где K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1,0$.

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} определяют по табл.7 в зависимости от степени точности передачи (табл.6), окружной скорости и вида передачи.

Окружная скорость колес $v = \pi d_1 n_1 / 60000$, м/с, где n_1 – частота вращения шестерни, мин⁻¹.

Таблица 6. Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружная скорость колес, v, м/с		Область применения
	прямозубых	косозубых и шевронных	
7	до 12	до 20	Передачи повышенной точности
8	до 6	до 10	Передачи общего машиностроения (редукторы)
9	до 2	до 4	Тихоходные передачи низкой точности

Таблица 7. Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} при $H \leq 350$ НВ

Степень точности	Вид передачи	Окружная скорость, v, м/с				
		1	3	5	8	10
7	Прямозубая	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
	Косозубая	1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
8	Прямозубая	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
	Косозубая	1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
9	Прямозубая	1,06	1,16	1,28	1,45	1,56
	Косозубая	1,02	1,06	1,11	1,18	1,22

Значения коэффициента $K_{H\beta}$ принимают по табл.8 в зависимости от коэффициента ширины венца колеса относительно диаметра $\psi_{bd} = b_2/d_1$, схемы передачи (рис. 3) и твердости зубьев.

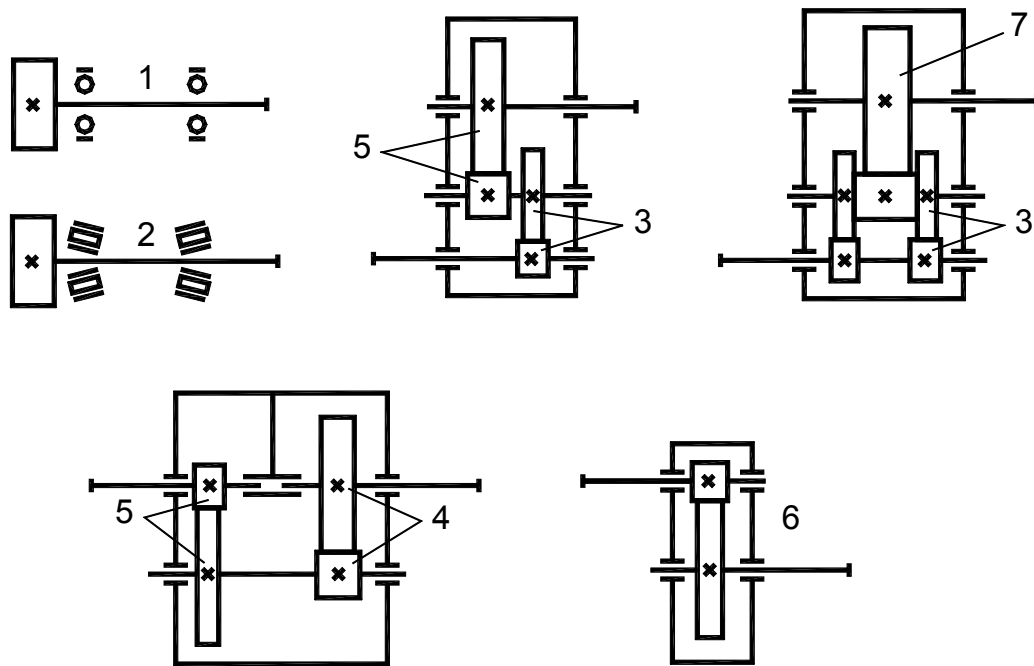


Рис. 3. Схемы расположения колес в цилиндрических редукторах

Таблица 8. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки $K_{НВ}$

$\psi_{bd} = b_2 / d_1$	Твердость поверхности зубьев, НВ	Значения $K_{НВ}$ для схемы передачи по рис. 3						
		1	2	3	4	5	6	7
0,4	≤ 350	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	> 350	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,6	≤ 350	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350	–	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,8	≤ 350	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	> 350	–	–	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
1,0	≤ 350	–	–	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350	–	–	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,2	≤ 350	–	–	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350	–	–	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
1,4	≤ 350	–	–	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	> 350	–	–	–	1,42	1,31	1,20	1,12
1,6	≤ 350	–	–	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	> 350	–	–	–	–	–	1,26	1,16

С достаточной для практики точностью значение коэффициента $K_{H\beta}$ можно определить по следующим зависимостям:

при твердости зубьев $H \leq 350$ HB – $K_{H\beta} = 1 + 0,51 \psi_{bd} / SX$;

при твердости $H > 350$ HB – $K_{H\beta} = 1 + 1,1 \psi_{bd} / SX$,

где SX – номер схемы расположения колес относительно опор (1,2,3...7) по рис. 3.

Для косозубых и шевронных колес коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$ определяют по табл.9 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

Таблица 9. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач

Степень точности	Окружная скорость колес, м/с				
	до 1	3	5	10	15
7	1,02	1,03	1,05	1,07	1,10
8	1,06	1,07	1,09	1,13	1,15
9	1,10	1,13	1,16	–	–

Отклонение расчетного напряжения σ_H от допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$

$$\Delta\sigma_H = (\sigma_H - [\sigma_H]) 100 / [\sigma_H], \%$$

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) не более 15 % и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma_H]$) до 5 %. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса или величину межосевого расстояния a_w передачи.

2.14. Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

Расчетное напряжение изгиба определяют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_2 m_n} Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} \leq [\sigma_F], \text{ МПа},$$

где F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

K_F – коэффициент нагрузки;

b_2 – ширина венца колеса, мм;

m_n – нормальный модуль, мм. Для прямозубых передач окружной модуль m ;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба.

Для колес с наружными зубьями

$$Y_{FS} = 3,47 + 13,2/z_v - 27,9 x / z_v + 0,092 x^2,$$

где z_v – эквивалентное число зубьев: шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3\beta$, колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3\beta$.

Коэффициент формы зуба колес с внутренними зубьями

z	40	50	60	≥ 70
Y_{FS}	4,02	3,88	3,80	3,75

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба: для прямозубых колес $Y_\beta = 1$; для косозубых и шевронных колес

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 120 \geq 0,7, \text{ здесь } \beta^\circ \text{ в градусах};$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев: для прямозубых передач $Y_\varepsilon = 1$; для косозубых и шевронных $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$.

Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную прочность

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

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (табл.10);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

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

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. По ГОСТ 21354–87 принимают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]_2, \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma_F]_1, \text{ МПа}.$$

При проверочном расчете напряжения изгиба σ_F могут быть значительно меньше допускаемых $[\sigma_F]$, что допустимо, так как нагрузочная способность большинства закрытых зубчатых передач ограничивает-

ся контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma_F]$ свыше 5 %, то необходимо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и повторить проверочный расчет на выносливость при изгибе. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а, следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

Таблица 10. Значение коэффициента динамической нагрузки K_{Fv} при $H \leq 350$ HB

Степень точности	Вид передачи	Окружная скорость, v , м/с				
		1	3	5	8	10
7	Прямозубая	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
	Косозубая	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
8	Прямозубая	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
	Косозубая	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
9	Прямозубая	1,11	1,33	1,56	1,90	–
	Косозубая	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45

3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Открытые цилиндрические зубчатые передачи выполняют прямозубыми и используют в качестве тихоходных при окружных скоростях до 2 м/с. Зубчатые колеса открытых передач изготавливают из углеродистых конструкционных сталей с термической обработкой улучшение и нормализация.

Основной причиной выхода из строя открытых передач, работающих при плохой смазке, является абразивный износ поверхностей зубьев, который происходит быстрее, чем процесс их выкрашивания от действия переменных контактных напряжений. Поэтому открытые зубчатые передачи рассчитывают на выносливость при изгибе с учетом износа зубьев при эксплуатации.

При проектном расчете передачи, из условия прочности зубьев шестерни на изгиб, определяют модуль зацепления

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_F]_1}}, \text{ мм},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, $K_m = 14$;

T_1 – вращающий момент на шестерне открытой передачи, Н·м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии;

Y_{FS1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни;

z_1 – число зубьев шестерни, принимают $z_1 = 20 \div 30$;

ψ_{bd} – коэффициент ширины венца относительно диаметра;

$[\sigma_F]_1$ – допускаемое напряжение изгиба для шестерни, МПа.

Для открытых зубчатых передач допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса определяют по формуле

$$[\sigma_F] = 0,4 \cdot \sigma_{Flim} \cdot Y_N, \text{ МПа},$$

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 4), МПа;

Y_N – коэффициент долговечности.

В открытой зубчатой передаче одно из колес располагается консольно относительно опор. При консольном расположении одного или обоих зубчатых колес $\psi_{bd} = b_w / d_1 = 0,25 \div 0,4$.

При твердости зубьев колес $H \leq 350$ НВ значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий можно определить по зависимости

$$K_{F\beta} = 1 + 1,1\psi_{bd} / SX,$$

где SX – номер схемы (1 или 2) расположения одного из зубчатых колес по рис. 3.

По ГОСТ 9563–80 принимают ближайшее стандартное значение модуля (см. табл.5). Определяют геометрические размеры передачи и выполняют проверочный расчет на выносливость зубьев колеса и шестерни при изгибе.

Допускаемая перегрузка передачи ($\sigma_F > [\sigma_F]$) до 5 %. Если $\sigma_F > [\sigma_F]$ свыше 5 %, то необходимо увеличить ширину венца колеса или модуль зацепления.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения (излома) зубьев при кратковременных перегрузках открытые зубчатые передачи необходимо проверить на прочность при изгибе максимальной нагрузкой. Проверку выполняют отдельно для зубьев шестерни и колеса.

Максимальные напряжения изгиба при перегрузке

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F (T_{\text{пик}} / T_H) = \sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{\max}, \text{ МПа,}$$

где σ_F – напряжение вычисленное при расчете передачи на выносливость при изгибе, МПа;

$T_{\text{пик}}$ – вращающий момент при перегрузке, Н·м;

T_H – расчетный вращающий момент, Н·м;

K_{Π} – коэффициент перегрузки, характеризующий режим нагружения;

$[\sigma_F]_{\max}$ – предельное допускаемое напряжение изгиба, МПа.

$$[\sigma_F]_{\max} = \sigma_{F_{\text{лим}}} \cdot Y_{N_{\max}} \cdot K_{st} / S_{Fst}, \text{ МПа,}$$

где $\sigma_{F_{\text{лим}}}$ – предел выносливости зубьев при изгибе (см. табл. 4), МПа;

$Y_{N_{\max}}$ – максимальная величина коэффициента долговечности;

K_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки;

S_{Fst} – коэффициент запаса прочности. Обычно $S_{Fst} = 1,75$.

При твердости зубьев $H \leq 350 \text{ НВ}$ $Y_{N_{\max}} = 4$ и $K_{st} = 1,3$, а при $H > 350 \text{ НВ}$ $Y_{N_{\max}} = 2,5$ и $K_{st} = 1,2$.

Если пиковый вращающий момент ($T_{\text{пик}}$) не задан, то значение коэффициента перегрузки находят с учетом специфики работы технологической машины (см. табл. 11).

Таблица 11. Рекомендуемые значения коэффициента перегрузки

Вид рабочей машины и условия эксплуатации	Коэффициент перегрузки, $K_{п}$
Приводы с асинхронным электродвигателем при пуске	2,5 – 4,0
Лебедки, цепные и винтовые конвейеры	1,5 – 2,0
Ленточные конвейеры	1,25 – 1,5
Вентиляторы, воздуходувки	1,4 – 1,8
Мельницы, смесители вязких масс	1,8 – 2,2
Грузоподъемные машины: механизмы подъема механизмы передвижения	1,2 – 2,0 1,5 – 4,0

Примечание. При наличии в приводе упругих муфт величину $K_{п}$ уменьшают на 20 ÷ 30 %.

4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СООСНОГО РЕДУКТОРА

Расчет цилиндрических передач соосного редуктора начинается с расчета тихоходной ступени. Быстроходная передача выполняется косозубой.

Ввиду соосности, межосевое расстояние быстроходной ступени равно межосевому расстоянию тихоходной передачи: $a_{wб} = a_{wt}$. Равенство межосевых расстояний приводит к частой недогрузке быстроходной передачи, передающей меньший вращающий момент.

Для быстроходной ступени соосного редуктора определяют коэффициент ширины венца колеса

$$\psi_{ba} = \left[\frac{K_a (u_a + 1)}{a_w} \right]^3 \frac{K_H T_1}{u_a [\sigma_H]^2} \geq 0,15 ,$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне быстроходной передачи редуктора, Н·м .

Ширина венца колеса $b_2 = \psi_{ba} a_w$.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. Расчет цилиндрической прямозубой передачи редуктора

Исходные данные для расчета:

передаточное число $u = 3,6$;

частота вращения шестерни $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$;

частота вращения колеса $n_2 = 266,7 \text{ мин}^{-1}$;

вращающий момент на шестерне $T_1 = 75 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Срок службы передачи при трехсменной работе 5 лет.

Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, производство мелкосерийное.

5.1.1. Выбор материалов и термической обработки колес

При мелкосерийном производстве и невысоких требованиях к размерам редуктора выбираем материалы (см. табл.2):

для шестерни сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 269–302 НВ, средняя твердость $HV_{01} = 285$;

для колеса сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 235–262 НВ, средняя твердость $HV_{02} = 250$.

5.1.2. Определение допускаемых контактных напряжений

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

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений N_{H0} (см. табл.3):

для шестерни $\sigma_{Hlim1} = 2 HV_{01} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$;

для колеса $\sigma_{Hlim2} = 2 HV_{02} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$;

S_H – коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,1$ (см. табл.3);

Z_N – коэффициент долговечности.

Базовое число циклов напряжений:

для шестерни $N_{H01} = 30 (HV_{01})^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} \approx 2,3 \cdot 10^7$;

для колеса $N_{H02} = 30 (HV_{02})^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} \approx 1,7 \cdot 10^7$.

Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы передачи при постоянном режиме нагружения

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

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

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

L_h – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L \cdot K_r K_c, \text{ ч},$$

где L – число лет работы передачи, $L = 5$ лет;

K_r – коэффициент годового использования передачи, $K_r = 0,85$;

K_c – число смен работы передачи в сутки, $K_c = 3$.

$$L_h = 2920 \cdot 5 \cdot 0,85 \cdot 3 = 37230 \text{ ч}.$$

Расчетное число циклов напряжений:

для шестерни $N_{K1} = 60 n_1$ с $L_h = 60 \cdot 960 \cdot 1 \cdot 37230 = 214 \cdot 10^7$;

для колеса $N_{K2} = 60 n_2$ с $L_h = 60 \cdot 266,7 \cdot 1 \cdot 37230 = 59 \cdot 10^7$.

Для длительно работающих передач при $N_K > N_{H0}$ коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0} / N_K} \geq 0,75.$$

Для шестерни $Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{H01} / N_{K1}} = \sqrt[20]{2,3 \cdot 10^7 / 214 \cdot 10^7} = 0,8$;

для колеса $Z_{N2} = \sqrt[20]{N_{H02} / N_{K2}} = \sqrt[20]{1,7 \cdot 10^7 / 59 \cdot 10^7} = 0,84$.

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни $[\sigma_H]_1 = 640 \cdot 0,8 / 1,1 = 465,4$ МПа ;

для колеса $[\sigma_H]_2 = 570 \cdot 0,84 / 1,1 = 435,3$ МПа .

Расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 435,3 \text{ МПа} .$$

5.1.3. Определение допускаемых напряжений изгиба

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

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл.4):

для шестерни $\sigma_{Flim1} = 1,75 HB_{01} = 1,75 \cdot 285 = 498,7$ МПа ;

для колеса $\sigma_{Flim2} = 1,75 HB_{02} = 1,75 \cdot 250 = 437,5$ МПа ;

S_F – коэффициент запаса прочности, $S_F = 1,7$ (см. табл.4);

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

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

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При нереверсивной передаче $Y_A = 1,0$;

Y_N – коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{F0} / N_K} \geq 1 ,$$

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

Так как расчетное число циклов напряжений для шестерни $N_{K1} = 214 \cdot 10^7$ и для колеса $N_{K2} = 59 \cdot 10^7$ больше базового числа циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, то принимаем $Y_N = 1,0$.

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни $[\sigma_F]_1 = 498,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 \approx 293$ МПа ;

для колеса $[\sigma_F]_2 = 437,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 \approx 257$ МПа .

5.1.4. Определение межосевого расстояния

$$a_w \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{u \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} , \text{ мм} ,$$

где $K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$ – вспомогательный коэффициент;

u – передаточное число, $u = 3,6$;

T_1 – вращающий момент на шестерне, $T_1 = 75$ Н·м;

K_H – коэффициент нагрузки. Для прямозубой передачи предварительно принимаем $K_H = 1,3$;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса.

При симметричном расположении прямозубых колес относительно опор выбираем $\psi_{ba} = 0,315$.

$$a_w \geq 450 (3,6 + 1) \sqrt[3]{\frac{75 \cdot 1,3}{3,6 \cdot 0,315 \cdot 435,3^2}} = 159,1 \text{ мм} .$$

Принимаем из ряда стандартных чисел (п. 2.4) $a_w = 160$ мм.

5.1.5. Определение модуля передачи

Минимальное значение модуля из условия прочности на изгиб

$$m \geq \frac{K_m T_1 (u + 1)}{a_w b_2 [\sigma_F]_2} , \text{ мм} ,$$

где $K_m = 6,8 \cdot 10^3$ – для прямозубой передачи;

b_2 – ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4 \text{ мм} .$$

Принимаем $b_2 = 50$ мм.

$$m \geq \frac{6,8 \cdot 10^3 \cdot 75(3,6 + 1)}{160 \cdot 50 \cdot 257} = 1,14 \text{ мм} .$$

Максимально допустимый модуль передачи

$$m_{\max} \approx 2 a_w / [17(u + 1)] = 2 \cdot 160 / [17(3,6 + 1)] \approx 4,0 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 9563–80 стандартное значение окружного модуля $m = 2$ мм (см. табл.5).

5.1.6. Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

$$z_S = 2 a_w / m = 2 \cdot 160 / 2 = 160.$$

5.1.7. Определение числа зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = z_S / (u + 1) = 160 / (3,6 + 1) = 34,8 .$$

Принимаем $z_1 = 35$.

Так как $z_1 = 35 > z_{1\min} = 17$, то зубчатые колеса изготавливаются без смещения исходного контура ($x_1 = x_2 = 0$).

Число зубьев колеса $z_2 = z_S - z_1 = 160 - 35 = 125$.

5.1.8. Уточнение передаточного числа

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 125/35 = 3,57.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100 = \frac{|3,57 - 3,6|}{3,6} 100 = 0,83 \% < [\Delta u] = 3 \% .$$

5.1.9. Уточнение межосевого расстояния

$$a_w = m (z_1 + z_2) / 2 = 2 (35 + 125) / 2 = 160 \text{ мм} .$$

5.1.10. Определение размеров зубчатых колес

Делительные диаметры:

шестерни $d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 35 = 70$ мм ;

колеса $d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 125 = 250$ мм .

Диаметры вершин зубьев:

шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m = 70 + 2 \cdot 2 = 74$ мм ;

колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 250 + 2 \cdot 2 = 254$ мм .

Диаметры впадин зубьев:

шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 70 - 2,5 \cdot 2 = 65$ мм ;

колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 250 - 2,5 \cdot 2 = 245$ мм .

Ширина зубчатого венца:

колеса $b_2 = 50$ мм ;

шестерни $b_1 = b_2 + 5 = 50 + 5 = 55$ мм .

5.1.11. Размеры заготовок

Диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 74 + 6 = 80 \text{ мм} .$$

Для колеса с выточками:

толщина диска $C_{\text{заг}} = 0,5 b_2 = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ мм} ;$

толщина обода заготовки колеса $S_{\text{заг}} = 8m = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм} .$

Предельные размеры заготовок для стали 45:

$D_{\text{пр}} = 80 \text{ мм} ; S_{\text{пр}} = 80 \text{ мм}$ (см. табл.2).

Условия пригодности заготовок выполняются, так как $D_{\text{заг}} = D_{\text{пр}};$

$C_{\text{заг}} < S_{\text{пр}}$ и $S_{\text{заг}} < S_{\text{пр}} .$

5.1.12. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = 2000 T_1 / d_1 = 2000 \cdot 75 / 70 \approx 2142,9 \text{ Н} .$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 2142,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 780 \text{ Н} .$$

5.1.13. Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u+1)}{d_1 b_2 u}} \leq [\sigma_H] , \text{ МПа} ,$$

где $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4 - 1,76)/3} = 0,864 ;$

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2 (1/z_1 + 1/z_2)] = [1,88 - 3,2(1/35 + 1/125)] = 1,76 ;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для прямозубых передач $Z_H \approx 2,49 ;$

$u = 3,57$ – фактическое передаточное число;

K_H – коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} K_{H\nu} ,$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

При $\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 50/70 = 0,7$, твердости зубьев колес $\leq 350 \text{ НВ}$ и симметричном расположении колес относительно опор (см. рис. 3, схема передачи б) $K_{H\beta} = 1,03$ (см. табл. 8);

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Окружная скорость колес

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 70 \cdot 960 / 60000 = 3,5 \text{ м/с.}$$

Для прямозубой передачи назначаем 8-ю степень точности изготовления (см. табл.6).

При $v = 3,5$ м/с и 8-й степени точности изготовления передачи $K_{Hv} = 1,17$ (см. табл.7).

$$K_H = 1,03 \cdot 1,17 \approx 1,2 .$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,864 \cdot 2,49 \sqrt{\frac{2142,9 \cdot 1,2 \cdot (3,57 + 1)}{70 \cdot 50 \cdot 3,57}} = 396,4 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_H = 396,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 435,3 \text{ МПа} .$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta\sigma_H = (396,4 - 435,3) 100 / 435,3 = - 8,9 \% .$$

Недогрузка передачи составляет 8,9 %, что допустимо.

5.1.14. Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_2 m} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F] , \text{ МПа} ,$$

где K_F – коэффициент нагрузки;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба

$$Y_{FS} = 3,47 + 13,2 / z_v - 27,9 x / z_v + 0,092 x^2 ,$$

z_v – эквивалентное число зубьев колес;

x – коэффициент смещения;

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

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

Для прямозубых передач без смещения исходного контура $x_1 = x_2 = 0$ и $z_v = z$. Для шестерни $Y_{FS1} = 3,47 + 13,2 / 35 = 3,85$; для колеса $Y_{FS2} = 3,47 + 13,2 / 125 = 3,57$.

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{Fv} K_{F\beta}$,

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку. При $v = 3,5$ м/с и 8-й степени точности $K_{Fv} = 1,34$ (см. табл.10);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 (1,03 - 1) \approx 1,05.$$

Тогда $K_F = 1,34 \cdot 1,05 = 1,4$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2142,9 \cdot 1,4}{50 \cdot 2} \cdot 3,57 \cdot 1 \cdot 1 = 107 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 257 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1}/Y_{FS2} = 107 \cdot 3,85/3,57 = 115,5 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 293 \text{ МПа}.$$

5.2. Расчет цилиндрической косозубой передачи редуктора

Исходные данные для расчета:

передаточное число $u = 4,5$;

частота вращения шестерни $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$;

частота вращения колеса $n_2 = 213,3 \text{ мин}^{-1}$;

вращающий момент на шестерне $T_1 = 75 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Срок службы передачи при трехсменной работе 5 лет.

Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, производство мелкосерийное.

5.2.1. Выбор материалов и термической обработки колес

При мелкосерийном производстве для изготовления колес выбираем легированную сталь (см. табл.2):

для шестерни сталь 40X, термообработка – улучшение, твердость 269–302 НВ, средняя твердость $HV_{01} = 285$;

для колеса сталь 40X, термообработка – улучшение, твердость 235–262 НВ, средняя твердость $HV_{02} = 250$.

5.2.2. Определение допускаемых контактных напряжений

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

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений N_{H0} (см. табл.3):

для шестерни $\sigma_{Hlim1} = 2 HV_{01} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}$;

для колеса $\sigma_{Hlim2} = 2 HV_{02} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$;

S_H – коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,1$ (см. табл.3);

Z_N – коэффициент долговечности.

Базовое число циклов напряжений:

для шестерни $N_{H01} = 30 (HV_{01})^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} \approx 2,3 \cdot 10^7$;

для колеса $N_{H02} = 30 (HB_{01})^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} \approx 1,7 \cdot 10^7$.

Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы передачи при постоянном режиме нагружения

$$N_K = 60 n c L_h,$$

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

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

L_h – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L K_r K_c, \text{ ч},$$

где L – число лет работы передачи, $L = 5$ лет;

K_r – коэффициент годового использования передачи, $K_r = 0,85$;

K_c – число смен работы передачи в сутки, $K_c = 3$.

$$L_h = 2920 \cdot 5 \cdot 0,85 \cdot 3 = 37230 \text{ ч}.$$

Расчетное число циклов напряжений:

для шестерни $N_{K1} = 60 n_1 c L_h = 60 \cdot 960 \cdot 1 \cdot 37230 = 214 \cdot 10^7$;

для колеса $N_{K2} = 60 n_2 c L_h = 60 \cdot 213,3 \cdot 1 \cdot 37230 = 47,6 \cdot 10^7$.

Для длительно работающих передач при $N_K > N_{H0}$ коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0} / N_K} \geq 0,75.$$

Для шестерни $Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{H01} / N_{K1}} = \sqrt[20]{2,3 \cdot 10^7 / 214 \cdot 10^7} = 0,80$;

для колеса $Z_{N2} = \sqrt[20]{N_{H02} / N_{K2}} = \sqrt[20]{1,7 \cdot 10^7 / 47,6 \cdot 10^7} = 0,846$.

Допускаемые контактные напряжения:

для шестерни $[\sigma_H]_1 = 640 \cdot 0,8 / 1,1 = 465,4$ МПа ;

для колеса $[\sigma_H]_2 = 570 \cdot 0,846 / 1,1 = 438,4$ МПа .

Расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 438,4 \text{ МПа}.$$

5.2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба

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

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл.4):

для шестерни $\sigma_{Flim1} = 1,75 HB_{01} = 1,75 \cdot 285 = 498,7$ МПа ;

для колеса $\sigma_{Flim2} = 1,75 HB_{02} = 1,75 \cdot 250 = 437,5$ МПа ;

S_F – коэффициент запаса прочности, $S_F = 1,7$ (см. табл.4);

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

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

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При нереверсивной передаче $Y_A = 1,0$;

Y_N – коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{F0} / N_K} \geq 1 ,$$

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

Так как расчетное число циклов напряжений для шестерни $N_{K1} = 214 \cdot 10^7$ и для колеса $N_{K2} = 47,6 \cdot 10^7$ больше базового числа циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, то принимаем $Y_N = 1,0$.

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни $[\sigma_F]_1 = 498,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 \approx 293$ МПа ;

для колеса $[\sigma_F]_2 = 437,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 \approx 257$ МПа .

5.2.4. Определение межосевого расстояния

$$a_w \geq K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{u \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} , \text{ мм} ,$$

где $K_a = 410 \text{ МПа}^{1/3}$ – вспомогательный коэффициент;

u – передаточное число, $u = 4,5$;

T_1 – вращающий момент на шестерне, $T_1 = 75$ Н·м;

K_H – коэффициент нагрузки. Для косозубой передачи предварительно принимаем $K_H = 1,2$;

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса.

При несимметричном расположении косозубых колес относительно опор выбираем $\psi_{ba} = 0,4$.

$$a_w \geq 410(4,5+1) \sqrt[3]{\frac{75 \cdot 1,2}{4,5 \cdot 0,4 \cdot 438,4^2}} \approx 144,0 \text{ мм} .$$

Принимаем из ряда стандартных чисел (п. 2.4) $a_w = 150$ мм.

5.2.5. Определение модуля передачи

Минимальное значение модуля из условия прочности на изгиб

$$m_n \geq \frac{K_m T_1 (u+1)}{a_w b_2 [\sigma_F]_2} , \text{ мм} ,$$

где $K_m = 5,6 \cdot 10^3$ – для косозубой передачи;

b_2 – ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 150 = 60 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 60$ мм.

$$m_n \geq \frac{5,6 \cdot 10^3 \cdot 75(4,5 + 1)}{150 \cdot 60 \cdot 257} \approx 1,0 \text{ мм.}$$

Максимально допустимый модуль передачи

$$m_{n\max} \approx 2 a_w / [17(u + 1)] = 2 \cdot 150 / [17(4,5 + 1)] \approx 3,2 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 9563–80 стандартное значение нормального модуля $m_n = 2$ мм (см. табл.5).

5.2.6. Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес

$$\beta_{\min} = \arcsin (4m_n / b_2) = \arcsin (4 \cdot 2 / 60) = 7,66^\circ.$$

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

Суммарное число зубьев

$$z_S = 2 a_w \cos \beta / m_n = 2 \cdot 150 \cos 10^\circ / 2 = 147,7.$$

Принимаем $z_S = 148$.

5.2.7. Определение числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_S / (u + 1) = 148 / (4,5 + 1) = 26,9.$$

Принимаем $z_1 = 27 > z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 10^\circ \approx 16$.

Так как $z_1 = 27 > (z_{1\min} + 2) = 18$, то зубчатые колеса косозубой передачи изготавливаются без смещения исходного контура ($x_1 = x_2 = 0$).

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_S - z_1 = 148 - 27 = 121.$$

5.2.8. Уточнение передаточного числа

Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 121 / 27 = 4,48.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100 = \frac{|4,48 - 4,5|}{4,5} 100 = 0,44 \% < [\Delta u] = 3 \%.$$

5.2.9. Уточнение угла наклона зубьев

$$\cos \beta = m_n (z_1 + z_2) / (2 a_w) = 2 \cdot (27 + 121) / (2 \cdot 150) = 0,9867 ;$$
$$\beta = 9,369^\circ = 9^\circ 22' 08''.$$

5.2.10. Определение размеров зубчатых колес

Делительные диаметры:

$$\text{шестерни } d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 27 / 0,9867 = 54,73 \text{ мм} ;$$

$$\text{колеса } d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 121 / 0,9867 = 245,27 \text{ мм} .$$

Диаметры вершин зубьев:

$$\text{шестерни } d_{a1} = d_1 + 2m_n = 54,73 + 2 \cdot 2 = 58,73 \text{ мм} ;$$

$$\text{колеса } d_{a2} = d_2 + 2m_n = 245,27 + 2 \cdot 2 = 249,27 \text{ мм} .$$

Диаметры впадин зубьев:

$$\text{шестерни } d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 54,73 - 2,5 \cdot 2 = 49,73 \text{ мм} ;$$

$$\text{колеса } d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 245,27 - 2,5 \cdot 2 = 240,27 \text{ мм} .$$

Ширина зубчатого венца:

$$\text{колеса } b_2 = 60 \text{ мм} ;$$

$$\text{шестерни } b_1 = b_2 + 5 = 60 + 5 = 65 \text{ мм} .$$

5.2.11. Размеры заготовок

Диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 58,73 + 6 = 64,73 \text{ мм}.$$

Для колеса с выточками: толщина диска

$$C_{\text{заг}} = 0,5b_2 = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ мм}; \text{ толщина обода заготовки колеса}$$

$$S_{\text{заг}} = 8m_n = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм}.$$

Предельные размеры заготовок для стали 40Х:

$$D_{\text{пр}} = 125 \text{ мм} ; S_{\text{пр}} = 125 \text{ мм} \text{ (см. табл.2)}.$$

Условия пригодности заготовок выполняются, так как $D_{\text{заг}} < D_{\text{пр}}$;

$$C_{\text{заг}} < S_{\text{пр}} \text{ и } S_{\text{заг}} < S_{\text{пр}}.$$

5.2.12. Определение усилий в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = 2000 T_1 / d_1 = 2000 \cdot 75 / 54,73 = 2740 \text{ Н} .$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2740 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 9,369^\circ = 1010,8 \text{ Н} .$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2740 \operatorname{tg} 9,369^\circ = 452,5 \text{ Н} .$$

5.2.13. Проверочный расчет передачи на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u+1)}{d_1 b_2 u}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа},$$

где $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,71} = 0,764$;

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta = [1,88 - 3,2(1/27 + 1/121)] \cdot 0,9867 \approx 1,71;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}} = \frac{1}{\cos 20,25^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 8,8^\circ}{\operatorname{tg} 20,25^\circ}} = 2,467,$$

где α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta) = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} 20^\circ / \cos 9,369^\circ) = 20,25^\circ;$$

β_b – основной угол наклона зубьев

$$\beta_b = \operatorname{arcsin} (\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) = \operatorname{arcsin} (\sin 9,369^\circ \cdot \cos 20^\circ) \approx 8,8^\circ;$$

$u = 4,48$ – фактическое передаточное число;

K_H – коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}$,

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

При $\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 60/54,73 = 1,1$, твердости зубьев колес $\leq 350 \text{ НВ}$ и несимметричном расположении колес относительно опор (рис.3, схема передачи 3) $K_{H\beta} = 1,16$ (см. табл. 8);

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

Окружная скорость колес

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 54,73 \cdot 960 / 60000 = 2,75 \text{ м/с}.$$

Для косозубой передачи назначаем 8-ю степень точности изготовления (см. табл.6). При $v = 2,75 \text{ м/с}$ и 8-й степени точности $K_{H\nu} = 1,04$ (см. табл.7);

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. При $v = 2,75 \text{ м/с}$ и 8-й степени точности $K_{H\alpha} = 1,07$ (см. табл.9).

Тогда $K_H = 1,16 \cdot 1,04 \cdot 1,07 = 1,29$.

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 190 \cdot 0,764 \cdot 2,467 \sqrt{\frac{2740 \cdot 1,29 \cdot (4,48 + 1)}{54,73 \cdot 60 \cdot 4,48}} = 411,4 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_H = 411,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 438,4 \text{ МПа} .$$

Условие прочности соблюдается.

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta\sigma_H = (411,4 - 438,4) 100 / 438,4 = - 6,1 \text{ \%} .$$

Недогрузка передачи составляет 6,1 %, что допустимо.

5.2.14. Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_2 m_n} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F] , \text{ МПа} ,$$

где K_F – коэффициент нагрузки;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба

$$Y_{FS} = 3,47 + 13,2 / z_v - 27,9 x / z_v + 0,092 x^2 ,$$

x – коэффициент смещения , $x_1 = x_2 = 0$;

z_v – эквивалентное число зубьев:

$$\text{шестерни } z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 27 / 0,9867^3 = 28 ;$$

$$\text{колеса } z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 121 / 0,9867^3 = 126 .$$

Для шестерни $Y_{FS1} = 3,47 + 13,2 / 28 = 3,94$;

для колеса $Y_{FS2} = 3,47 + 13,2 / 126 = 3,57$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$Y_\beta = 1 - \beta^2 / 120 = 1 - 9,369 / 120 = 0,922 ;$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,

$$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha = 1 / 1,71 = 0,585 .$$

Коэффициент нагрузки

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

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

При $v = 2,75$ м/с и 8-й степени точности $K_{Fv} = 1,11$ (см. табл.10);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 (1,16 - 1) \approx 1,24;$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,07$.

Тогда $K_F = 1,11 \cdot 1,24 \cdot 1,07 = 1,47$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2740 \cdot 1,47}{60 \cdot 2} \cdot 3,57 \cdot 0,922 \cdot 0,585 = 64,6 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 257 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2} = 64,6 \cdot 3,94 / 3,57 = 71,3 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 293 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

5.3. Расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные для расчета:

передаточное число $u = 4$;

частота вращения шестерни $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$;

частота вращения колеса $n_2 = 30 \text{ мин}^{-1}$;

вращающий момент на шестерне $T_1 = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Опоры валов – шарикоподшипники.

Срок службы передачи при трехсменной работе 5 лет.

Передача нереверсивная, нагрузка постоянная, производство мелкосерийное.

5.3.1. Выбор материалов и термической обработки колес

При мелкосерийном производстве и невысоких требованиях к размерам передачи для изготовления колес выбираем материалы (см. табл. 2):

для шестерни сталь 45, термообработка – нормализация, твердость $HВ_1 = 210$;

для колеса сталь 45Л, термообработка – нормализация, твердость $HВ_2 = 180$.

5.3.2. Определение допускаемых напряжений изгиба

$$[\sigma_F] = 0,4\sigma_{\text{Flim}} \cdot Y_N, \text{ МПа}$$

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 4):

для шестерни $\sigma_{\text{Flim1}} = 1,75 \cdot \text{HB}_1 = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа}$;

для колеса $\sigma_{\text{Flim2}} = 1,75 \cdot \text{HB}_2 = 1,75 \cdot 180 = 315 \text{ МПа}$;

Y_N – коэффициент долговечности.

$$Y_N = \sqrt[6]{N_{F0} / N_K} \geq 1,$$

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

N_K – расчетное число циклов напряжений за весь срок службы передачи.

При постоянном режиме нагружения

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

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

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

L_h – срок службы передачи

$$L_h = 2920 L \cdot K_T K_c, \text{ ч},$$

где L – число лет работы передачи, $L = 5$ лет;

K_T – коэффициент годового использования передачи, $K_T = 0,85$;

K_c – число смен работы передачи в сутки, $K_c = 3$.

$$L_h = 2920 \cdot 5 \cdot 0,85 \cdot 3 = 37230 \text{ ч}.$$

Расчетное число циклов напряжений:

для шестерни $N_{K1} = 60 n_1 c L_h = 60 \cdot 120 \cdot 1 \cdot 37230 = 269 \cdot 10^6$;

для колеса $N_{K2} = 60 n_2 c L_h = 60 \cdot 30 \cdot 1 \cdot 37230 = 67 \cdot 10^6$.

Так как расчетное число циклов напряжений для шестерни $N_{K1} = 269 \cdot 10^6$ и для колеса $N_{K2} = 67 \cdot 10^6$ больше базового числа циклов $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, то принимаем $Y_N = 1,0$.

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни $[\sigma_F]_1 = 0,4 \cdot 367,5 \cdot 1 = 147 \text{ МПа}$,

для колеса $[\sigma_F]_2 = 0,4 \cdot 315 \cdot 1 = 126 \text{ МПа}$.

5.3.3. Число зубьев шестерни и колеса

Принимаем $z_1 = 24$, тогда $z_2 = z_1 \cdot u = 24 \cdot 4 = 96$.

5.3.4. Определение модуля зацепления

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot [\sigma_F]_1}}, \text{ мм},$$

где $K_m = 14$ – вспомогательный коэффициент;

T_1 – вращающий момент на шестерне, $T_1 = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Ψ_{bd} – коэффициент ширины венца колеса относительно диаметра.

Принимаем $\Psi_{bd} = 0,3$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии.

$$K_{F\beta} = 1 + 1,1 \cdot \Psi_{bd} / SX = 1 + 1,1 \cdot 0,3 / 1 = 1,33,$$

где SX – номер схемы расположения колес, $SX = 1$ (см. рис. 3);

Y_{FS1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни

$$Y_{FS1} = 3,47 + 13,2 / z_1 = 3,47 + 13,2 / 24 = 4,02.$$

$$m \approx 14 \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 1,33 \cdot 4,02}{24^2 \cdot 0,3 \cdot 147}} = 5,57 \text{ , мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 9563–80 стандартное значение модуля $m = 5,5 \text{ мм}$ (см. табл. 5).

5.3.5. Определение геометрических размеров зубчатых колес

Делительные диаметры:

шестерни $d_1 = m \cdot z_1 = 5,5 \cdot 24 = 132 \text{ мм}$;

колеса $d_2 = m \cdot z_2 = 5,5 \cdot 96 = 528 \text{ мм}$.

Диаметры вершин зубьев:

шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m = 132 + 2 \cdot 5,5 = 143 \text{ мм}$;

колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 528 + 2 \cdot 5,5 = 539 \text{ мм}$.

Диаметры впадин зубьев:

шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 132 - 2,5 \cdot 5,5 = 118,25 \text{ мм}$;

колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 528 - 2,5 \cdot 5,5 = 514,25 \text{ мм}$.

Ширина зубчатого венца:

колеса $b_2 = \Psi_{bd} \cdot d_1 = 0,3 \cdot 132 = 39,6 \text{ мм}$, $b_2 = 40 \text{ мм}$;

шестерни $b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$.

5.3.6. Межосевое расстояние передачи

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = (132+528)/2 = 330 \text{ мм.}$$

5.3.7. Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS} \leq [\sigma_F], \text{ МПа,}$$

где F_t – окружная сила в зацеплении

$$F_t = 2000 \cdot T_1/d_1 = 2000 \cdot 300/132 = 4545,45 \text{ Н;}$$

K_F – коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где K_{Fv} – коэффициент учитывающий динамическую нагрузку.

Окружная скорость колес

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1/60000 = \pi \cdot 132 \cdot 120/60000 = 0,83 \text{ м/с.}$$

Для прямозубой передачи назначаем 9-ю степень точности изготовления (см. табл. 6).

При $v = 0,83$ м/с и 9-й степени точности изготовления передачи

$K_{Fv} = 1,1$ (см. табл. 10).

Тогда $K_F = 1,33 \cdot 1,1 = 1,46$.

Коэффициент, учитывающий форму зубьев:

шестерни $Y_{FS1} = 4,02$;

колеса $Y_{FS2} = 3,47 + 13,2/z_2 = 3,47 + 13,2/96 = 3,61$.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{4545,45 \cdot 1,46}{40 \cdot 5,5} \cdot 3,61 = 108,9 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 126 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}/Y_{FS2} = 108,9 \cdot 4,02/3,61 = 121,3 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 147 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

5.3.8. Проверочный расчет зубьев при изгибе максимальной нагрузкой

Предельные допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F]_{\max} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{N\max} \cdot K_{St} / S_{FSt}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Flim} – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

$Y_{N\max}$ – максимальная величина коэффициента долговечности,

$$Y_{N\max} = 4;$$

K_{St} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки, $K_{St} = 1,3$;

S_{FSt} – коэффициент запаса прочности, $S_{FSt} = 1,75$.

Для шестерни $[\sigma_F]_{1max} = 367,5 \cdot 4 \cdot 1,3 / 1,75 = 1092$ МПа;

для колеса $[\sigma_F]_{2max} = 315 \cdot 4 \cdot 1,3 / 1,75 = 936$ МПа.

Максимальные напряжения изгиба при перегрузке

$$[\sigma_F]_{max} = \sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{max} , \text{ МПа,}$$

где K_{Π} – коэффициент перегрузки. Для привода с асинхронным электродвигателем при пуске $K_{\Pi} = 2,5$ (см. табл. 11).

Для шестерни

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot K_{\Pi} = 121,3 \cdot 2,5 = 303,25 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}]_{max} = 1092 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot K_{\Pi} = 108,9 \cdot 2,5 = 272,25 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}]_{max} = 936 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

5.3.9. Усилия в зацеплении

Окружная сила

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 4545,45 \text{ Н .}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 4545,45 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1654,41 \text{ Н .}$$

Суммарная нагрузка

$$F_n = F_t / \cos \alpha = 4545,45 / \cos 20^\circ = 4837,17 \text{ Н .}$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для вузов. – 12-е изд., стер. – М.: ИЦ «Академия», 2009. – 496 с.

2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для академического бакалавриата. – 15-е изд., – М.: Изд-во «Юрайт», 2015. – 416 с.

3. Детали машин: учебник для студентов вузов / под ред. О.А. Ряховского. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 472 с.

4. ГОСТ 21354–87. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. - М.: Изд-во стандартов, 1993. – 130 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
1. Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач.....	4
2. Расчет цилиндрических зубчатых передач.....	6
2.1. Выбор материалов и термической обработки зубчатых колес	6
2.2. Определение допускаемых контактных напряжений	7
2.3. Определение допускаемых напряжений изгиба.....	9
2.4. Определение межосевого расстояния	10
2.5. Определение модуля передачи.....	11
2.6. Определение суммарного числа зубьев шестерни и колеса.....	12
2.7. Определение числа зубьев шестерни и колеса.....	12
2.8. Уточнение передаточного числа	13
2.9. Уточнение межосевого расстояния и угла наклона зубьев	13
2.10. Определение размеров зубчатых колес	14
2.11. Размеры заготовок.....	16
2.12. Определение усилий в зацеплении	16
2.13. Проверочный расчет передачи на контактную выносливость ...	17
2.14. Проверочный расчет передачи на выносливость при изгибе.....	20
3. Особенности расчета открытых цилиндрических зубчатых передач.....	22
4. Особенности расчета цилиндрических передач двухступенчатого соосного редуктора.....	25
5. Примеры расчета цилиндрических зубчатых передач	26
5.1. Расчет цилиндрической прямозубой передачи редуктора	26
5.2. Расчет цилиндрической косозубой передачи редуктора	32
5.3. Расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи	39
Библиографический список.....	44

Михаил Викторович Аввакумов
Вера Михайловна Гребенникова
Александр Борисович Коновалов

РАСЧЕТ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2017 г., поз. 27

Подп. к печати 13.02.17 . Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Объем 3,0 печ. л; 3,0 уч.-изд. л.

Тираж 50 экз. Изд. № 27. Цена "С" . Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.