2.2.6 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Выбор материала зубчатой передачи. Определение допускаемых напряжений

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. Чаще всего применяют стали, реже – чугуны и пластмассы.

Стали. Основными материалами для изготовления зубчатых колес силовых передач служат термически обрабатываемые стали. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы. Первая группа – зубчатые колеса с твердостью поверхностей зубьев $H \leq 350$НВ. Материалами для колес этой группы служат

углеродистые стали 40, 45, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. Термообработку – улучшение – производят до нарезания зубьев. Твердость сердцевины зуба и его рабочей поверхности для улучшенных колес одинакова. Колеса при твердости поверхностей зубьев Н ≤ 350НВ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению. Применяют в слабо- и средненагруженных передачах. Область применения улучшенных зубчатых колес сокращается. Твердость шестерни прямозубой передачи рекомендуют принимать на (25...50) НВ больше твердости колеса. Это способствует прирабатываемости, сближению долговечности шестерни и колеса, повышению сопротивления заеданию зубчатых колес. Вторая группа — колеса с твердостью рабочих поверхностей $H > 45$HRC, (Н>350НВ). При $H > 350$ твердость материала измеряется по шкале HRC_3. Высокая твердость поверхностных слоев материала при сохранении вязкой сердцевины достигается применением поверхностного термического или химико-термического упрочнения: поверхностной закалки, цементации и нитроцементации с закалкой, азотирования.

1 группа – $НВ \leq 350$ 2 группа – $НВ > 350$.

Выбираем 1 группу – позволяет производить чистовое нарезание с высокой точностью, применяется в мелкосерийном производстве. Допускает приработку зубьев.

$$НВ_{1ср} - НВ_{2ср} = 20 \ldots .50 \text{ единиц} \quad .$$

Результат выбора материала для шестерни и колеса заносим в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Выбор материала, его термообработки и твердости

	Марка, термообработка	НВ ср	$\sigma_{вр}$, Н/мм^2	$\sigma_т$, Н/мм^2	σ_{-1}, Н/мм^2
колесо	45 Нормализация	190	570	290	228
шестерня	40Х улучшенная	245	830	540	332

Определение допускаемых напряжений

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$:

для шестерни $[\sigma_{H1}]=K_{HL1}\cdot[\sigma_{HO1}]$;

для колеса $[\sigma_{H2}]= K_{HL2}\cdot[\sigma_{HO2}]$;

Здесь K_{HL} – динамические коэффициенты при расчете контактной площади.

$$[\sigma]_{H01}= 1{,}8 \cdot НВ_{1ср} + 67 = 1{,}8 \cdot 245 + 67 = 508 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{H02}= 1{,}8 \cdot НВ_{2ср} + 67 = 1{,}8 \cdot 190 + 67 = 409 \text{ Н/мм}^2;$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}};$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}};$$

$$N_{HO1} = 16{,}5 \cdot 10^6,$$

$$N_{HO2} = 10^7.$$

где $N_1,\ N_2$ – число циклов перемены напряжения шестерни и колеса.

$$N_1 = 573\ \omega_1\ L_n; \qquad N_2 = 573\ \omega_2\ L_n;$$
$$\omega_1 = \frac{\pi\ \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot u}{30} \quad ; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} \quad ;$$
$$N_1 = 573 \cdot 104{,}7 \cdot 35 \cdot 10^3 = 2{,}1 \cdot 10^9,$$
$$N_2 = 573 \cdot 52{,}3 \cdot 35 \cdot 10^3 = 1{,}05 \cdot 10^9.$$
$$1 \le K_{HL} \le 2{,}6$$

Так как

$$N_1 > N_{HO} \text{ и } N_2 > N_{HO2};\ K_{HL1} = K_{HL2} = 1$$
$$[\sigma]_{\text{H1}} = 508\ \text{Н/мм}^2; \quad [\sigma]_{\text{H2}} = 409\ \text{Н/мм}^2.$$

Расчет будем вести по меньшему значению.
Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_F$:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{F01}; \quad [\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{F02}.$$

где K_{FL} – динамический коэффициент при изгибе,
$[\sigma]_{F0}$ – допускаемое напряжение, соответствующее пределу выносливости на изгиб.

$$[\sigma]_{F01} = 1{,}03 \cdot \text{HB}_{\text{ср}} = 1{,}03 \cdot 245 = 252\ \text{Н/мм}^2,$$
$$[\sigma]_{F02} = 1{,}03 \cdot \text{HB}_{\text{ср}} = 1{,}03 \cdot 190 = 196\ \text{Н/мм}^2;$$
$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_1}} \quad ; K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_2}}.$$

Так как

$$N_1 > 4 \cdot 10^6 \text{ и } N_2 > 4 \cdot 10^6;\ K_{FL} = 1$$
$$[\sigma]_{F1} = 252\ \text{Н/мм}^2; \quad [\sigma]_{F2} = 196\ \text{Н/мм}^2.$$

Проектный расчет на изгиб делается по меньшему значению.

Расчет цилиндрических передач

Цилиндрические зубчатые передачи передают вращающий момент между параллельными валами.

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относят как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, колеса – индекс 2.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего и внутреннего зацепления.

В зависимости от конструктивного исполнения различают закрытые и открытые зубчатые передачи. Закрытые передачи помещены в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до 1/3 радиуса). В открытых передачах зубья

колес работают всухую или при периодическом смазывании пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды.

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают одно и многоступенчатые

Выбор параметров цилиндрических зубчатых передач обусловлен конструктивными и технологическими условиями.

Передаточное отношение U определяется соотношением угловых скоростей (ω) или частот вращения (n) ведомого и ведущего колёс:

$$U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1.$$

Учитывая, что в зацепление входят колёса с одинаковым модулем (ГОСТ 9563-60), можно задавшись числом зубьев шестерни Z_1 найти число зубьев колеса $Z_2 = U \cdot Z_1$. Передаточное число U ограничено габаритами зубчатой передачи.

Его рекомендуется принимать в диапазоне от 2 до 6. Нормальный ряд значений $\boldsymbol{U}$ стандартизирован в ГОСТ 2185-66.

Ширина колеса задаётся обычно коэффициентом ширины:

$$\Psi_a = b / A_w,$$

где b – ширина венца;

A_w – межосевое расстояние (ГОСТ 2185-66).

Делительная окружность диаметром d делит зуб на две части – головку зуба высотой h_a и ножку зуба высотой h_f, высота зуба $h = h_a + h_f$. Расстояние между одноименными профилями соседни зубьев, измеренное по дуге делительной окружности, называется окружным шагом зубьев и обозначается P. Шаг зубьев слагается из окружной толщины зуба S и ширины впадины e. Линейная величина, в π раз меньше окружного шага, называется модулем зубьев:

$$m = \frac{P}{\pi}.$$

Модуль зубьев – основной параметр зубчатого колеса. Для пары колес, находящихся в зацеплении, модуль должен быть одинаковым. Модуль зубьев регламентируется ГОСТ 9563 – 60: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 – 1 ряд.

Все основные параметры зубчатых колес выражают через модули, а именно: шаг зубьев:

$$P = \pi \cdot m.$$

Диаметр делительной окружности:

$$d = m \cdot z;$$
$$\pi \cdot d = Pz;$$
$$P = \pi \cdot m;$$
$$d = P \cdot Z/\pi = m \cdot z.$$

Модуль – это число миллиметров диаметра делительной окружности, приходящихся на один зуб колеса.

В соответствии со стандартным исходным контуром для цилиндрических зубчатых колес высота головки зуба:

$$h_a = m;$$

высота ножки зуба:

$$h_f = m + c = 1{,}25m,$$

где c=0,25m – радиальный зазор;

$$h = h_a + h_f = 2{,}25m.$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z+2).$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_f = d - 2h_f = mz - 1{,}25m = m(z-2{,}5).$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2).$$

ГОСТ 1643-81 на допуски для цилиндрических зубчатых колес и передач установлены 12 степеней точности, обозначаемых цифрами. 1 степень – наивысшая. Для каждой степени точности установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес и передач.

В машиностроении зубчатые передачи общего назначения изготовляют по 6-9-й степеням точности (табл. 2.5).

Силу нормального давления F_n разложим на две взаимно перпендикулярные составляющие F_t и F_r, которые называются окружной и радиальной силами.

$$F_t = F_n \cos\alpha,$$
$$F_r = F_n \sin\alpha,$$
$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha.$$

Таблица 2.5 – Степень точности

Степень точности	Окружные скорости υ, м/с	
	Цилиндрическая прямозубая	Коническая прямозубая
6	до 15	до 12
7	до 10	до 8
8	до 6	до 4
9	до 2	до 1,5

Порядок расчета закрытой прямозубой цилиндрической передачи

1. Выбирается материал по таблице и рассчитывается допускаемое контактное напряжение зубчатого колеса и допускаемое изгибное напряжение шестерни и зубчатого колеса.

2. Проектным расчетом определяется межосевое расстояние:

$$a_w = (1 + u) \cdot \sqrt[3]{\frac{310^2 \cdot T_2 \cdot K_н}{[\sigma_н]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}.$$

3. Модуль зацепления:

$$m = (0{,}01...0{,}02)\ a_w.$$

4. Суммарное число зубьев, число зубьев шестерни и зубчатого колеса:

$$z_c = \frac{2a_w}{m};$$
$$z_2 = z_c - z_1.$$

5. Геометрические параметры шестерни и зубчатого колеса:

$$d_1;\ d_2;\ d_{f1};\ d_{f2};\ d_{a1};\ d_{a2};\ b_1;\ b_2;\ a_w,$$
$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w\ ;\ b_1 = b_2 + 5.$$

6. Проверочный расчет по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F \cdot K_H \cdot (1 + U)}{d_2 \cdot b_2}} \le [\sigma_{H2}]$$

7. Проверочный расчет по изгибным напряжениям:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot Y_F \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \le [\sigma_{F2}].$$

Порядок расчета открытой прямозубой передачи

1. Выбирается материал шестерни и зубчатого колеса, определяется допускаемое изгибное напряжение шестерни:

$$[\sigma_{FL}] = \frac{1{,}8HB_1K_{FL}}{[S]_F}.$$

Проектным расчетом определяется модуль зацепления:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1Y_{F1}K_{F1}}{\psi_{bm}z_1[\sigma_{F1}]}}.$$

Геометрические размеры шестерни и зубчатого колеса:

d_1; d_2; d_{f1}; d_{f2}; d_{a1}; d_{a2}; b_1; b_2.

Проверочный расчет по изгибным напряжениям:

$$\sigma_F = \frac{F_tY_FK_F}{b_2m} \leq [\sigma_F].$$

Примеры решения задач

Задача 1

Вычислить основные параметры зацепления прямозубой цилиндрической передачи, если: m=3мм, u=4, z_2=80.

Решение:

Зная *и* и z_2, определяем число зубьев шестерни:

$$z_1 = z_2/u = 80/4 = 20.$$

Находим высоту головки и ножки зубьев шестерни и колеса:

$$h_a = m = 3 \text{ мм}, h_f = 1{,}25m = 1{,}25 \cdot 3 = 3{,}75 \text{ мм}.$$

Высота зуба: $h = h_a + h_f = 3 + 3{,}75 = 6{,}75$ мм.

3.По формуле определяем делительный диаметр:

шестерни $d_1 = mz_1 = 3 \cdot 20 = 60$ мм,

колеса $d_2 = mz_2 = 3 \cdot 80 = 240$ мм.

По формуле вычисляем диаметры вершин зубьев:

шестерни $da_1 = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 3 = 66$ мм,

колеса $da_2 = d_2 + 2m = 240 + 2 \cdot 3 = 246$ мм.

По формуле находим диаметры впадин:

шестерни $d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 60 - 2{,}5 \cdot 3 = 52{,}5$ мм,

колеса $df_2 = d_2 - 2{,}5m = 240 - 2{,}5 \cdot 3 = 232{,}5$ мм.

Межосевое расстояние определяем по формуле:

$$a_w = (1/2) \cdot (d_1 + d_2) = (1/2)(60 + 240) = 150 \text{ мм}.$$

Задача 2

Прямозубая цилиндрическая передача имеет параметры: диаметр вершин зубьев d_{a1}=100 мм, z_1=18, z_2=90. Найти модуль и межосевое расстояние.

Решение

Определяем делительный диаметр шестерни и колеса, модуль:

$$d_1 + 2m = da_1 \text{ или } d_1 + 2m = 100,$$
$$d_1 = mz_1 = 18m \text{ или } d_1 = 18m.$$

Подставим d_1=18m в уравнение 18m+2m=100, 20m=100, отсюда модуль равен m=100/20=5 мм.

$$d_1 = mz_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм}, \; d_2 = mz_2 = 5 \cdot 90 = 450 \text{ мм}, \quad d_1 = d_{w1}, \; d_2 = d_{w2}.$$

Определяем межосевое расстояние:

$$a_w = 0{,}5\,(d_{w1} + d_{w2}) = 0{,}5(90+450) = 270 \text{ мм}.$$

Расчет зубчатой цилиндрической косозубой передачи

Линия зуба косозубых колес может иметь правое и левое направление винтовой линии.

Угол наклона линии зуба обозначается β = 8°...20°. У косозубых передач контактные линии расположены наклонно по отношению к линии зуба, поэтому в отличие от прямых косозубые колеса входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что обеспечивает плавность зацепления и значительное снижение динамических нагрузок и шума при работе передачи. Поэтому косозубые передачи по сравнению с прямозубыми допускают значительно больше предельные окружные скорости колес.

Нормальный модуль: $m_n = \frac{P_n}{\pi}$.

Степень точности колес определяется по окружной скорости в соответствии с таблицей 2.6.

Окружной модуль: $m = \frac{P_t}{\pi}$ т.к. $\quad P_t = \frac{P_n}{cos\,\beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{cos\,\beta};$

Размеры зубьев косозубого колеса определяют по нормальному модулю, т.е.

$$h = h_a + h_f = m_n + 1{,}25m_n = 2{,}25\, m_n.$$

Таблица 2.6 – Степень точности

Степень точности	Окружные скорости V, м/с
6	до 30
7	до 15
8	до 10
9	до 4

Диаметр делительной окружности:

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos\beta}.$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n = \frac{m_n z}{\cos\beta} + 2m_n = m_n(\frac{z}{\cos\beta} + 2).$$

Диаметр впадин зубьев:

$$a_w = \frac{m_t}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1 + z_2);$$
$$d_f = d - 2h_f = d - 2m_n = \frac{m_n z}{\cos\beta} - 2{,}5m_n = m_n(\frac{z}{\cos\beta} - 2{,}5).$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m_t}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2\cos\beta}(z_1 + z_2).$$

Разложение сил в косозубой передаче:

$F_t = \frac{2T}{d}$– окружная сила;
$F_r = \frac{F_t tg\alpha}{\cos\beta}$– радиальная сила;
$F_a = F_t tg\beta$– осевая сила,

где Т – крутящий момент;
α=20° – угол зацепления;
β =8°...20° – угол наклона линии зуба.

Наличие осевой силы – существенный недостаток косозубых передач. С увеличением β увеличивается прочность зубьев, плавность работы передачи, ее нагрузочная способность.

Особенности расчета косозубой цилиндрической передачи по изгибным напряжениям

У косозубых колес длина зуба больше, чем у прямозубых, поэтому в расчетную формулу вводится коэффициент Y_β, учитывает наклон линии зуба:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140^0},$$

где β – угол наклона убьев.

Формула для проверочного расчета косозубых колес имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F Y_\beta K_F}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

где K_F – коэффициент формы зуба Y_F подбирается по таблице по эквивалентному числу зубьев;

m_n – нормальный модуль.

Задача 3

Выполнить расчет косозубой нереверсивной цилиндрической передачи (рис. 2.13), если известно: P_2=3,5 кВт, L_n=3500 час, n_2= 500 об/мин, U=2.

Решение

Выбор материала его термообработки и твердости.

1 группа – $HB \leq 350$ 2 группа – $HB > 350$

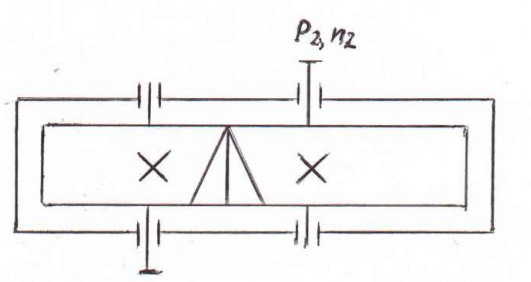


Рисунок 2.13 – Схема косозубого цилиндрического редуктора

Выбираем 1 группу – позволяет производить чистовое нарезание с высокой точностью, применяется в мелкосерийном производстве. Допускает приработку зубьев.

$$HB_{1ср} - HB_{2ср} = 20 \ldots .50 \text{ единиц}$$

Таблица 2.7 – Марка материала, его термообработки

	Марка термообработка	$HB_{ср}$	$\sigma_{вр}$, Н/мм^2	$\sigma_т$, Н/мм^2	σ_{-1}, Н/мм^2
колесо	Сталь 45 улучшение	200	690	340	276
шестерня	Сталь 40Х улучшение	245	830	540	332

Определение допускаемых напряжений.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$:

для шестерни $[\sigma_{H1}]$=K_{HL1}·$[\sigma_{HO1}]$;

для колеса $[\sigma_{H2}]$= K_{HL2}·$[\sigma_{HO2}]$,

где K_{HL} – динамические коэффициенты при расчете контактной площади.

$$[\sigma]_{H01} = 1{,}8 \cdot HB_{1ср} + 67 = 1{,}8 \cdot 245 + 67 = 508 \text{ Н/мм}^2;$$

$[\sigma]_{H02}$ = 1,8*$HB_{2ср}$+ 67 = 1,8*200+67 = 427 Н/мм^2.

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}};$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}}; \qquad N_{HO1} = 16{,}5 \cdot 10^6, \qquad N_{HO2} = 10^7.$$

где $N_1,\ N_2$ – число циклов перемены напряжения шестерни и колеса.

$$N_1 = 573\ \omega_1\ L_n; \qquad N_2 = 573\ \omega_2\ L_n;$$
$$\omega_1 = \frac{\pi\ \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot u}{30} = 3{,}14 \cdot 500 \cdot 2/30 = 104{,}7\frac{1}{c};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = 3{,}14 \cdot 500/30 = 52{,}3\frac{1}{c}.$$
$$N_1 = 573 \cdot 104{,}7 \cdot 35 \cdot 10^3 = 2{,}1 \cdot 10^9, \qquad N_2 = 573 \cdot 52{,}3 \cdot 35 \cdot 10^3 = 1{,}05 \cdot 10^9.$$
$$1 \le K_{HL} \le 2{,}6$$

Так как $N_1 > N_{HO}$ и $N_2 > N_{HO2};\ K_{HL1} = K_{HL2} = 1$

$$[\sigma]_{\text{H1}} = 508\ \text{Н/мм}^2;\ [\sigma]\text{=427 Н/мм}^2.$$

Расчет будем вести по меньшему значению.

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_F$:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{F01};$$
$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{F02},$$

где K_{FL} – динамический коэффициент при изгибе,

$[\sigma]_{F0}$ – допускаемое напряжение, соответствующее пределу выносливости на изгиб.

$$[\sigma]_{F01} = 1{,}03 \cdot \text{НВ}_{\text{ср}} = 1{,}03 \cdot 245 = 252\ \text{Н/мм}^2,$$
$$[\sigma]_{\text{FO2}}\text{=}1{,}03 \cdot \text{НВ}_{\text{ср}}\text{=}1{,}03 \cdot 200\text{=}206\ \text{Н/мм}^2,$$

$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_1}}$, $K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_2}}$. Так как $N_1 > 4 \cdot 10^6$ и $N_2 > 4 \cdot 10^6$,

$$K_{FL} = 1\ ;$$
$$[\sigma]_{F1} = 252\ \text{Н/мм}^2; \qquad [\sigma]_{\text{F2}}\text{=}206\ \text{Н/мм}^2.$$

Проектный расчет на изгиб делается по меньшему значению.

Определение крутящих моментов:

- крутящий момент на валу колеса:

$$\text{T}_2 = 9549\frac{\text{P}_{2\text{квт}}}{n_{2\ \text{об/мин}}} = 9549\frac{3{,}5}{500} = 66{,}84\ \text{Н} \cdot \text{м};$$
$$n_1 = n_2 \cdot U = 500 \cdot 2 = 1000\ \text{об/мин};$$
$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п.к}^2}} = \frac{3{,}5}{0{,}98 \cdot 0{,}99^2} = 3{,}64\ \text{квт},$$
$$\eta_{\text{з.п.}} = 0{,}98 - \text{к. п. д. зубчатой передачи},$$
$$\text{T}_1 = 9549\frac{P_1}{n_1} = 9549\frac{3{,}64}{1000} = 34{,}76\ \ \text{Н·м}.$$

Проектный расчет на контактную прочность
Межосевое расстояние:

$$a_w = 430(U+1)\sqrt[3]{\frac{T_T \cdot K_{H\beta}}{\psi_a \cdot U^2 \cdot [\sigma]^2{}_H}}\text{мм},$$

где $К_{H\beta}$– коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}$=1;

$[\sigma]_H$ – меньшее из полученных допускаемых контактных напряжений;

ψ_a– коэффициент ширины зубчатого колеса; при симметричном расположении опор, ψ_a=0,28…0,36.

$$a_w = 430(2+1)\sqrt[3]{\frac{66{,}84 \cdot 1}{0{,}3 \cdot 2^2 \cdot 427^2}} = 86{,}88 \text{ мм}.$$

Найденное значение a_w округляем до большего стандартного значения

$$a_W = 90 \text{ мм}.$$

Ширина колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_a \cdot a_W = 0{,}3 \cdot 90 = 27 \text{ мм, принимаем } b_2 = 28 \text{мм};$$
$$b_1 = b_2 + 7 = 28 + 7 = 35 \text{ мм}.$$

Модуль зацепления:

$$m = (0{,}01\ldots0{,}02) \cdot a_W = 0{,}9\ldots1{,}8, \text{ принимаем } m = 2.$$

Суммарное число зубьев колеса и шестерни:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_W \cdot \cos\beta}{m} = \frac{2 \cdot 90 \cdot \cos 12^o}{2} = 88{,}03, \text{ принимаем } Z_c = 88;$$

где β – угол наклона зубьев, предварительно принимаемый 12º.

Число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = Z_c/(U+1) = 88/3 = 29{,}3 \text{ принимаем } Z_1 = 29;$$
$$Z_2 = Z_c - Z_1 = 88 - 29 = 59.$$

Фактическое передаточное число:

$$U_ф = Z_2 / Z_1 = 59/29 = 2{,}03.$$

Фактический угол наклона зубьев:

$$\cos\beta = m(Z_1 + Z_2)/2\cdot a_W = 2(29+59)/2\cdot 90 = 0{,}9777.$$

По тригонометрическим таблицам находим угол β=12º10′, который должен быть в пределах 8º…15º.

Основные параметры шестерни и колеса
Диаметр делительной (начальной) окружности:

$$d_1 = \frac{m\cdot Z_1}{\cos\beta} = \frac{2\cdot 29}{0{,}9777} = 59{,}31 \text{ мм};$$
$$d_2 = \frac{m\cdot Z_2}{\cos\beta} = \frac{2\cdot 59}{0{,}9777} = 120{,}69 \text{ мм}.$$

При правильном определении должно соблюдаться равенство:

$$0{,}5(d_1 + d_2) = a_\omega;$$
$$0{,}5(59{,}31+120{,}69)=90 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности выступов:

$$d_{a1} = d_1+2\cdot m = 59{,}31+4 = 63{,}31 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = d_2+2\cdot m = 120{,}69+4 = 124{,}69 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{f1} = d_1-2{,}5\cdot m = 59{,}31-5 = 54{,}31 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_2-2{,}5\cdot m = 120{,}69-5 = 115{,}69 \text{ мм}.$$

Диаметр отверстия для установки на вал:

$$d_ш = 10\cdot\sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2\cdot[\tau]}} + 15 = 10\sqrt[3]{\frac{34{,}76}{0{,}2\cdot 20}} + 15 = 35{,}56\text{мм},$$ принимаем $d_ш$=40 мм;

$$d_к = 10\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2}{0{,}2\cdot[\tau]}} + 15 = 10\sqrt[3]{\frac{66{,}84}{0{,}2\cdot 20}} + 15 = 40{,}56\text{мм},$$ принимаем $d_к$=45 мм,

где [τ]=20…25 Н· м.
Диаметр ступицы колеса:

$$d_{ст} = 1{,}6\cdot d_к = 1{,}6\cdot 45 = 72 \text{ мм},$$ принимаем $d_{ст}$=75 мм.

Внутренний диаметр обода колеса:

$$D_o = d_{a2} - 10\cdot m = 124{,}69 - 10\cdot 2 = 104{,}69 \text{ мм},$$ принимаем D_o=105 мм.

Толщина диска колеса:

$$\delta = 0{,}3 \cdot b_2 = 0{,}3 \cdot 28 = 8{,}4 \text{ мм, принимаем } \delta = 10 \text{мм.}$$

Диаметр облегчающих отверстий на диске колеса:

$$d_{отв} = 0{,}25(D_o - d_{ст}) = 0{,}25(105 - 75) = 7{,}5 \text{ мм, принимаем } d_{отв} = 8 \text{ мм.}$$

Диаметр расположения облегчающих отверстий:

$$D_{отв} = 0{,}25\,(D_o + d_{ст}) = 0{,}25\,(105+75) = 45 \text{ мм, принимаем } D_{отв} = 45 \text{ мм.}$$

Длина ступицы кованого колеса:

$$L_{ст} = (1\ldots1{,}5)\cdot d_к = 45\ldots67{,}5 \text{ мм, принимаем } l_{ст} = 50 \text{ мм.}$$

Фаски на наружном диаметре по кромке зубьев:

$$0{,}5 \cdot m = 0{,}5 \cdot 2 = 1 \text{ мм.}$$

Проверка прочности по контактным напряжениям.
Окружная скорость в точках делительной окружности:

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 120{,}69 \cdot 500}{60 \cdot 10^3} = 3{,}16 \text{ м/с.}$$

Степень точности передачи определяется для колес с твердостью НВ$\leq$ 350 в зависимости от окружной скорости. Для скорости V=3,16 м/с соответствует 9 степень точности.

Проверка выполнения условий прочности по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 376\sqrt{\frac{F(U+1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq [\sigma]_H,$$

где $F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 66{,}84 \cdot 10^3}{120{,}69} = 1107{,}63$ Н;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение между зубьями, $K_{H\alpha}$=1,136;

K_{HV} – коэффициент, динамической нагрузки, $K_{HV} = 1{,}0$;

$K_{H\beta}$=1,06 – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

$$\sigma_H = 376\sqrt{\frac{1107{,}63(2+1) \cdot 1{,}136 \cdot 1{,}06 \cdot 1}{120{,}69 \cdot 28}} = 409{,}14 \text{Н/мм}^2 \qquad < 427 \text{ Н/мм}^2,$$

Недогрузка 4,2%≤10%.

Проверка прочности зубьев на изгиб

Коэффициент Y_F прочности зуба по местным напряжениям. Коэффициент прочности для шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2} определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев Z_V:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{cos^3\beta} = \frac{29}{0{,}9777^3} = 31; \qquad Z_{v2} = \frac{Z_2}{cos^3\beta} = \frac{59}{0{,}9777^3} = 63{,}13.$$

Коэффициент прочности для шестерни Y_{F1}=3,84, для колеса Y_{F2}=3,732.

Определение зубчатого колеса (шестерни) по которому необходимо вести расчет:

$$l_1=[\sigma]_{F1}/\ Y_{F1}=252/3{,}84=65{,}63;$$
$$l_2=[\sigma]_{F2}/\ Y_{F2}=206/3{,}732=55{,}2.$$

Так как материал шестерни прочнее, чем у колеса, то расчет ведется по тому, у которого отношение l меньше.

Проверка выполнения условия прочности на изгиб.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \frac{F}{b_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \le [\sigma]_{F2},$$

где F=1107,63 Н – окружная сила в зацеплении;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями

$K_{F\alpha}$ =1;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{F\beta}$=1;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки, K_{FV}=1,2:

Y_β – коэффициент, учитывающий угол β наклона зуба:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140^0} = 1 - \frac{12^0 10/}{140^0} = 0{,}91;$$

σ_{F2}=3,732·0,91·1107,63·1·1·1,2/28·2=80,6 Н/мм$^2 \le [\sigma]_{F2}$=206 Н/мм^2.

Силы, действующие в зацеплении

В косозубой цилиндрической передаче в зацеплении действует нормальная сила F_n, раскладывающаяся на окружную F, радиальную F_r, и осевую F_a.

$$F = \frac{2\cdot T_2\cdot 10^3}{d_2} = \frac{2\cdot 66{,}84\cdot 10^3}{120{,}69} = 1107{,}63 \text{ Н};$$

$$F_n = \frac{F}{cos\,\alpha\cdot cos\,\beta} = \frac{1107{,}63}{cos\,20^o\cdot cos\,12^0 10/} = \frac{1107{,}63}{0{,}9397\cdot 0{,}9777} = 1205{,}59\text{Н};$$

$$F_a = F\cdot tg\beta = 1107{,}63\cdot 0{,}214 = 237 \text{ Н};$$

$$F_r = F\frac{tg\alpha}{cos\,\beta} = 1107{,}63\frac{0{,}364}{0{,}9777} = 412{,}37\text{Н};$$

Задача 3

Выполнить расчет косозубой нереверсивной цилиндрической передачи если известно: P_2=2,08кВт, n_2= 60 об/мин, U=5,6. Срок службы передачи приведен на рис. 2.14.

Решение

Расчет долговечности передачи. Фактический срок службы передачи:

$$t_c = 24K_c \cdot 365K_г \cdot L_n$$
$$t_c = 24 \cdot 0{,}2 \cdot 365 \cdot 0{,}5 \cdot 8 = 7008$$

Суммарное число циклов:

$$N_c = 60 \cdot n_3 \cdot t_c$$
$$N_c = 60 \cdot 60 \cdot 7008 = 2{,}52 \cdot 10^7$$

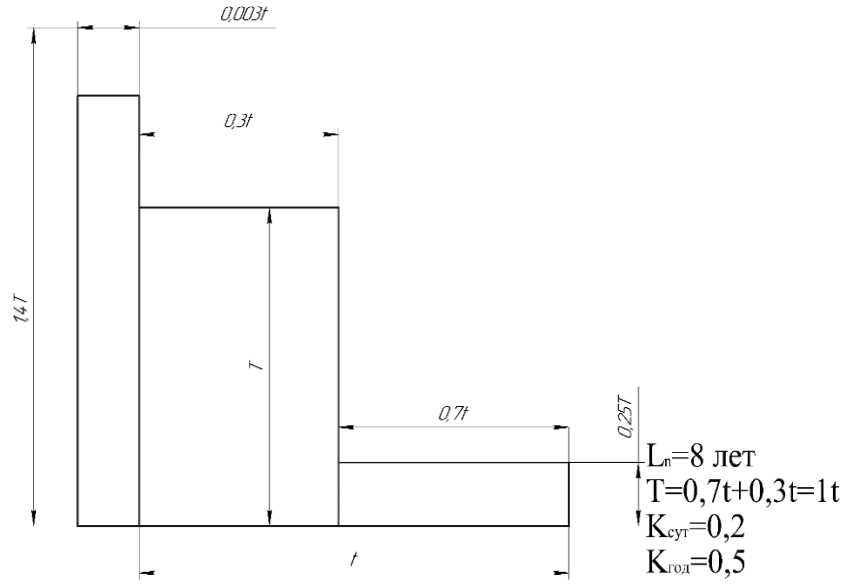


Рисунок 2.14 – Срок службы передачи

Число циклов переменных напряжений:

$$t_1 = 0{,}7L_n = 0{,}7 \cdot 7008 = 4905{,}6 \text{ час}$$
$$t_2 = 0{,}3L_n = 0{,}3 \cdot 7008 = 2102{,}4 \text{ час}$$
$$t_3 = 0{,}003 \cdot 7008 = 21{,}024 \text{ час}$$
$$N_{E1} = 60 \cdot 950(1{,}4^3 \cdot 21{,}024 + 0{,}3^3 \cdot 2102{,}4 + 0{,}7^3 \cdot 4905{,}6) = 10 \cdot 10^7$$
$$N_{E2} = 60 \cdot 339{,}2(1{,}4^3 \cdot 21{,}024 + 0{,}3^3 \cdot 2102{,}4 + 0{,}7^3 \cdot 4905{,}6) = 3{,}66 \cdot 10^7$$

Расчет допускаемых напряжений

Выбор материала, его термообработки и твердости, из таблицы 2.8

Таблица 2.8 – Подбор материала зубчатых колес

Наименование	Марка стали	Средняя твердость $HB_{\text{ср}}$	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$	Предел текучести, $\sigma_{\text{т}}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$
Шестерня	Сталь 40Х	260	880	590
Колесо	Сталь 45	210	730	390

Определение переменных напряжений:

$$N_{H01} = 36{,}812 \cdot 210^{2{,}358} = 1{,}1 \cdot 10^7;$$
$$N_{H01} = 36{,}812 \cdot 260^{2{,}358} = 1{,}8 \cdot 10^7;$$
$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1{,}1 \cdot 10^7}{10 \cdot 10^7}} = 0{,}69;$$
$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1{,}8 \cdot 10^7}{3{,}66 \cdot 10^7}} = 0{,}88.$$

Для нормализованных сталей с твердостью $HB \leq 350$ справедливо:

$$1 \leq K_{HL} \leq 2{,}6 \Rightarrow K_{HL1} = K_{HL2} = 1$$

Определение допускаемых напряжений

$[\sigma]_{H01,}[\sigma]_{H02}$ –допускаемые контактные напряжения материала соответственно шестерни и колеса, соотвествующие пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{H01}, N_{H02}.

K_{HL1}, K_{HL2}- коэффициент долговечности для зубьев шестерни и колеса.

$$[\sigma]_{H01} = 1{,}8 \cdot HB_{\text{ср.}} + 67 = 1{,}8 \cdot 260 + 67 = 535 \ \frac{H}{\text{мм}^2};$$
$$[\sigma]_{H02} = 1{,}8 \cdot HB_{\text{ср.}} + 67 = 1{,}8 \cdot 210 + 67 = 445 \ \frac{H}{\text{мм}^2};$$
$$[\sigma]_{H1} = K_{HL} \cdot [\sigma]_{H01} = 1 \cdot 535 = 535 \ \frac{H}{\text{мм}^2};$$
$$[\sigma]_{H2} = K_{HL} \cdot [\sigma]_{H02} = 1 \cdot 445 = 445 \ \frac{H}{\text{мм}^2}.$$

Коэффициент долговечности:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{E1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^7}} = 0{,}58;$$
$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{E2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{3.66 \cdot 10^7}} = 0{,}69,$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – число переменных напряжений для всех сталей.

Для нормализованных сталей с твердостью $HB \leq 350$ справедливо:

$$1 \leq K_{FL} \leq 2{,}08 \Rightarrow K_{FL1} = K_{FL2} = 1;$$
$$[\sigma]_{F1} = 1{,}03 \cdot HB = 1{,}03 \cdot 260 = 267{,}8 \ \frac{H}{\text{мм}^2};$$
$$[\sigma]_{F1} = 1{,}03 \cdot HB = 1{,}03 \cdot 210 = 216{,}3 \ \frac{H}{\text{мм}^2}.$$

Крутящий момент, передаваемый ведомым валом:

$$\text{Т}_\text{т} = \text{Т}_3 = 318{,}3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Число оборотов ведущего вала:

$$n_\text{б} = n_2 = 339{,}2 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Мощность, передаваемая быстроходным валом:

$$P_\text{б} = P_2 = 2{,}08 \text{ кВт}.$$

Крутящий момент, передаваемый ведущим валом:

$$\text{Т}_\text{б} = \text{Т}_2 = 58{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проектный расчет:
Проектный расчет на контактную прочность:

$$a_\omega = 430(U + 1)\sqrt[3]{\frac{T_T \cdot K_{HB}}{\Psi_a \cdot U^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \text{ мм},$$

где $[\sigma]_H$ – меньшее из полученных значений;

Ψ_a – коэффициент ширины зубчатого колеса 0,28…0,36; принимаем= 0,29;

K_{HB} – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; $K_{HB} = 1$.

$$a_\omega = 430(5{,}6 + 1)\sqrt[3]{\frac{318{,}3 \cdot 1}{0{,}29 \cdot 5{,}6^2 \cdot 445^2}} = 159{,}27 \text{ мм},$$

Принимаем $a_\omega = 160$ мм
Ширина колеса и шестерни:

$$B_{2к} = \Psi_a \cdot a_\omega = 0{,}29 \cdot 160 = 46{,}4 \text{ мм, принимаем= 48 мм,}$$
$$B_{1ш} = B_{2к} + 7 = 48 + 7 = 55 \text{ мм}$$

Ширина шестерни берется на 5…10 мм больше шестерни колеса.
Модуль зацепления в нормальном сечении:

$$m_n = (0{,}01 \ldots 0{,}02)a_\omega = 1{,}6 \ldots 3{,}2; \text{ принимаем= 2,5}$$

Суммарное число зубьев колеса и шестерни:

$$z_c = \frac{2a_\omega}{m_n}\cos\beta,$$

где β – угол наклона зубьев; $\beta = 12°$.

$$z_c = \frac{2 \cdot 160}{2{,}5} \cdot \cos 12° = 124{,}16 \text{ шт.; принимаем } 124 \text{ шт.}$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_c}{U+1} = \frac{124}{5{,}6+1} = 18{,}79 \text{ шт.; принимаем 19 шт.}$$
$$z_2 = z_c - z_1 = 124 - 19 = 105 \text{ шт.}$$

Фактическое передаточное число:

$$U_ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{105}{19} = 5{,}52$$

Найдем отклонение:

$$\Delta U = \frac{|5{,}52 - 5{,}6|}{5{,}6} \cdot 100\% = 1{,}42\% \leq 2{,}5\%$$

Фактический угол наклона зубьев:

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot a_\omega} = \frac{2{,}5(105+19)}{2 \cdot 160} = 0{,}96875; \text{ принимаем } \beta = 14{,}36° \text{ (3.62)}$$

Основные параметры шестерни и колеса
Диаметр делительной окружности:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 19}{0{,}9687} = 49{,}02 \text{ мм;}$$
$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 105}{0{,}9687} = 270{,}98 \text{ мм.}$$

Проверка: $0{,}5(49{,}02 = 270{,}98) = 160$; Равенство соблюдается.
Диаметр окружности выступов:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 49{,}02 + 2 \cdot 2{,}5 = 54{,}02 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 270{,}98 + 2 \cdot 2{,}5 = 275{,}98 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m_n = 49{,}02 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 42{,}77 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m_n = 270{,}98 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 264{,}73 \text{ мм}.$$

Диаметр отверстия для установки вала:

$$[\tau] = 20 \ldots 25 \ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\text{; принимаем } 20 \ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2};$$
$$d_{\text{ш}} = 10\sqrt[3]{\frac{\text{Т}_\text{б}}{0{,}2[\tau]}} + 15 = 10\sqrt[3]{\frac{58{,}53}{0{,}2 \cdot 20}} + 15 = 39{,}46 \text{ мм};$$
$$d_{\text{к}} = 10\sqrt[3]{\frac{\text{Т}_\text{т}}{0{,}2[\tau]}} + 15 = 10\sqrt[3]{\frac{318{,}3}{0{,}2 \cdot 20}} + 15 = 58{,}01 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{\text{ш}} = 40$ мм;
Принимаем $d_{\text{к}} = 60$ мм.
Диаметр ступицы колеса:

$$d_{\text{ст}} = 1{,}6 \cdot d_{\text{к}} = 1{,}6 \cdot 60 = 96 \text{ мм; принимаем } 100 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр обода колеса:

$$D_0 = d_{a2} - 10m_n = 275{,}98 - 10 \cdot 2{,}5 = 250{,}98 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_0 = 250$ мм.
Толщина диска колеса:

$$\delta = 0{,}3 \cdot B_{2\text{к}} = 0{,}3 \cdot 48 = 14{,}4 \text{ мм; принимаем } 15 \text{ мм}.$$

Диаметр облегчающих отверстий на диске колеса:

$$d_{\text{отв}} = 0{,}25(D_0 - d_{\text{ст}}) = 0{,}25(250 - 100) = 37{,}75 \text{ мм},$$

Принимаем $d_{\text{отв}} = 40$ мм.

Диаметр расположения облегчающих отверстий:

$$D_{\text{отв}} = 0{,}5(D_0 + d_{\text{ст}}) = 0{,}5(250 + 100) = 175 \text{ мм},$$

Принимаем $D_{\text{отв}}$ =175 мм.
Длина ступицы кованого колеса:

$$l_{\text{ст}} = (1 \dots 1{,}5) \cdot d_{\text{к}} = (1 \dots 1{,}5) \cdot 60 = 60 \dots 90 \text{ мм},$$

Принимаем $l_{\text{ст}} = 70$ мм.
Фаски на наружном диаметре по кромкам зубьев:

$$0{,}5 \cdot m_n = 0{,}5 \cdot 2{,}5 = 1{,}25 \text{ мм},$$

Принимаем фаски 2 мм.
Проверка прочности по контактным напряжениям.
Окружная скорость в точках делительной окружности:

$$\vartheta = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_{\text{т}}}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 270{,}98 \cdot 60}{60 \cdot 10^3} = 0{,}85 \ \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Степень точности.
Так как $0{,}85 \leq 2$, тогда степень точности будет 10.
Проверка выполнения условия прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_{\text{Н}} = 376 \sqrt{\frac{F(U+1)}{d_2 \cdot B_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}} \leq [\sigma]_H,$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий распределение между зубьями; $K_{H\alpha} = 1{,}1$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент динамической нагрузки; $K_{H\beta} = 1$;

$K_{H\gamma}$= 1.

$$F = \frac{2 \cdot T_{\text{т}} \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 318{,}3 \cdot 10^3}{270{,}98} = 2349{,}25 \ H;$$

$$\sigma_{\text{Н}} = 376 \sqrt{\frac{2349{,}25(5{,}6+1)}{270{,}98 \cdot 48} \cdot 1 \cdot 1{,}1 \cdot 1} = 430{,}55 \ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2};$$

$$\Delta = \frac{|430{,}55 - 445|}{445} \cdot 100\% = 3{,}24\% \leq 10\%.$$

Проверка прочности зубьев на изгиб
Коэффициент прочности зуба по местным напряжениям:

$$Y_{F1} = 4{,}19$$
$$Y_{F2} = 3{,}75$$

где Y_F – коэффициент прочности, определяется в зависимости от числа зубьев.

$$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 14{,}32} = 10{,}88;$$
$$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{\cos^3 14{,}32} = 115{,}42.$$

Определение зубчатого колеса. Расчет ведем по зубчатому колесу:

$$l_1 = \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{267{,}8}{4{,}19} = 63{,}91 \text{ мм};$$
$$l_2 = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{216{,}3}{3{,}75} = 57{,}68 \text{ мм}.$$

Расчет ведется по тому из зубчатых колес, у которого меньше l.

Проверка выполнения условия прочности на изгиб:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_B \cdot \frac{F}{B_2 \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} \le [\sigma]_F,$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; $K_{F\beta} = 1{,}065$;

$K_{F\gamma}$ – коэффициент динамической нагрузки; $K_{F\gamma} = 1$;

Y_B – коэффициент угла наклона зубьев.

$$Y_B = 1 - \frac{14{,}32^\circ}{140^\circ} = 0{,}897;$$
$$\sigma_F = 3{,}75 \cdot 0{,}897 \cdot \frac{2349{,}25}{48 \cdot 2{,}5} \cdot 1 \cdot 1{,}065 \cdot 1 = 70{,}13 \le [\sigma]_F = 216{,}3 \ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Силы, действующие в зацеплении:

$F_1 = 2349{,}25\ H$ (окружная сила);

$F_n = \frac{F}{\cos\alpha \cdot \cos\beta} = \frac{2349{,}25}{\cos 20^\circ \cdot \cos 14{,}36^\circ} = 2580{,}65\ H$ (нормальная сила);

$F_a = F_{a2} = F \cdot \tan\beta = 2349{,}25 \cdot \tan 14{,}36 = 601{,}44\ H$ (осевая сила);

$F_r = F_{r2} = F\frac{\tan\alpha}{\cos\beta} = 2349{,}25\frac{\tan 20^\circ}{\cos 14{,}36^\circ} = 882{,}63\ H$ (радиальная сила);

$$F_2 = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 58{,}53 \cdot 10^3}{49{,}02} = 2388\ H \cdot \text{м};$$
$$F_3 = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 318{,}3 \cdot 10^3}{270{,}98} = 2349\ H \cdot \text{м}.$$

Конструктивные размеры редуктора
Толщина стенки корпуса редуктора:

$$\delta = 0{,}025 \cdot a_т + 3; \text{ при условии } \delta \geq 8\text{мм};$$
$$a_т = a_\omega = 160 \text{ мм};$$
$$\delta = 0{,}025 \cdot 160 + 3 = 7\text{мм};$$

Принимаем $\delta = 8$ мм.
Толщина стенки крышки редуктора:

$$\delta_1 = 0{,}02 \cdot a_т + 3 = 0{,}02 \cdot 160 + 3 = 6{,}2 \text{ мм; принимаем 6 мм.}$$

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса:

$$b = 1{,}5 \cdot \delta = 1{,}5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса крышки корпуса:

$$b_1 = 1{,}5 \cdot \delta_1 = 1{,}5 \cdot 6 = 9 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса корпуса:

$$p = 2{,}35 \cdot \delta = 2{,}35 \cdot 8 = 18{,}8 \text{ мм, принимаем } p = 20 \text{ мм.}$$

Толщина ребер основания корпуса:
$$m = (0{,}85 \dots 1)\delta = (0{,}85 \dots 1) \cdot 8 = 6{,}8 \dots 8\text{, принимаем 8 мм.}$$

Толщина ребер крышки:

$$m = (0{,}85 \dots 1)\delta_1 = (0{,}85 \dots 1) \cdot 6 = 5{,}1 \dots 6\text{; принимаем 6 мм.}$$

Диаметр фундаментальных болтов:
$$d_1 = (0{,}03..0{,}036) \cdot a_т + 12 = (0{,}03..0{,}036) \cdot 160 + 12 = 16{,}8 \dots 17{,}76 \text{ мм,}$$
принимаем d_1 =17 мм.

Диаметр болтов у подшипников:

$$d_2 = (0{,}7 \dots 0{,}75) \cdot d_1 = (0{,}7 \dots 0{,}75) \cdot 17 = 11{,}9 \dots 12{,}75 \text{ мм, принимаем}$$
$$d_2 = 12 \text{ мм.}$$

Диаметр болтов, соединяющих основание корпуса с крышкой:

$$d_3 = (0{,}5 \dots 0{,}6) \cdot d_1 = (0{,}5 \dots 0{,}6) \cdot 17 = 8{,}5 \dots 10{,}2 \text{ мм, принимаем}$$
$$d_3 = 10 \text{ мм.}$$

Размеры, определяющие положение болтов:

$$e \approx (1 \dots 1{,}2) \cdot d_2 = (1 \dots 1{,}2) \cdot 12 = 12 \dots 14{,}4;$$ принимаем e = 14 мм.

Диаметр установочного штифта:

$$d_u = d_3 = 10 \text{ мм}.$$

Длина установочного штифта:

$$l_ш = b + b_1 + 5 = 12 + 9 + 5 = 26 \text{ мм}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1

У цилиндрического соосного зубчатого редуктора первая ступень – прямозубая с внешним зацеплением, а вторая – с внутренним, межосевое расстояние которых a_W=160 мм. Общее передаточное число редуктора $u_р$=20, а тихоходной ступени – $u_т$=5. Определить передаточное число быстроходной ступени и числа зубьев колес, приняв модуль зацепления m=2,5 мм.

Задача 2

Одноступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми колесами имеет параметры: a_W=200 мм.; m_n=4мм; Z_1=18, Z_2=81. Найти угол наклона зубьев.

Задача 3

Определить силы, действующие в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи при T_1=630 Нм; m=5 мм; Z_1=25, Z_2=75. Построить схему сил.

Задача 4

Определить величину и построить схему сил в цилиндрической косозубой передаче, если T=630 Нм; m_n=5мм; Z_1= Z_2=25; $ß_w$=10°.

Задача 5

Определить силы, действующие в зацеплении косозубой передачи, если передаваемая мощность P_1, частота вращения вала n_1, нормальный модуль зацепления m_n, делительный диаметр шестерни d_1, число зубьев z_1 (рис. 2.15). Исходные данные приведены в таблице 2.9.

Задача 6

Вычислить основные параметры цилиндрической косозубой передачи, если n_1 = 1500 об/мин, n_2 = 300 об/мин, нормальный модуль m_n = 5 мм, число зубьев шестерни z_1 = 20. Угол наклона зубьев β = 14°30'.

Задача 7

Для привода, изображенного на рисунке 2.16, подобрать электродвигатель 1, передаточные числа ступеней привода: клиноременной передачи 2 и зубчатого редуктора 3 при следующих данных: сила тяги ленты конвейера 4, F = 2000 Н, скорость ленты v =1,2 м/с, диаметр барабана $D_б$ = 400 мм. Определить вращающие моменты на валах привода.

Задача 8

Подобрать материал зубчатых колес, термообработку и определить значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ и допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_P$ для зубчатого прямозубого редуктора, если n_1=950 об/мин, $u_{ред}$=4, P=3 кВт.

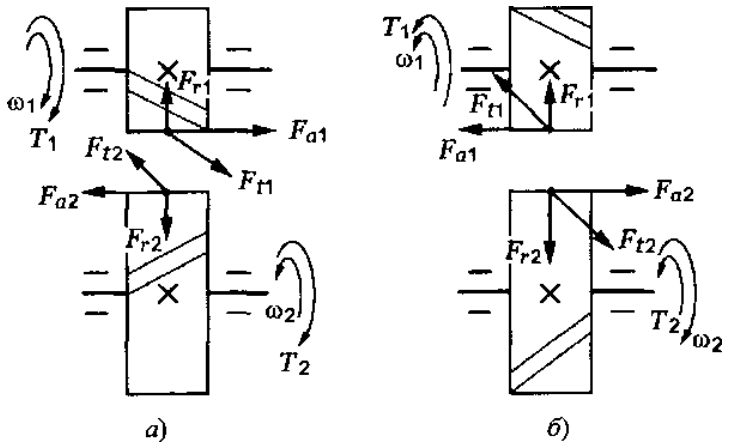


Рисунок 2.15 – Схемы сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи
а – направление вращения быстроходного вала по часовой стрелке;
б – направление вращения быстроходного вала против часовой стрелки

Таблица 2.9 – Исходные данные для задачи

	P_1, кВт	n_1, об/мин	m_n, мм	d_1, мм	z_1
1	10	900	4	100	24
2	11	950	4	101	25
3	12	1000	4	102	26
4	13	1050	4	103	27
5	14	1100	4	104	28
6	15	1150	4	105	24
7	16	1200	4	106	25
8	17	1250	4	100	26
9	18	1300	4	101	27

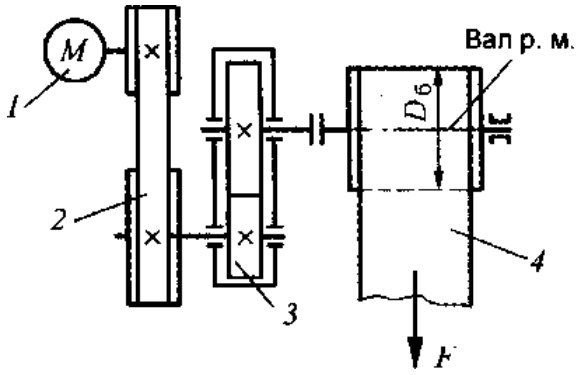


Рисунок 2.16 – Привод
1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – зубчатый редуктор;
4 – ленточный конвейер

Вопросы для самоконтроля:

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?

2. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи?

3. Что такое эвольвента окружности и почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?

4.Что называется шагом и модулем зубчатого зацепления?

5. Каковы преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми?

6. Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Рекомендуемые значения этих углов.

7. Какие модули зацепления различают для косозубых колес и какова зависимость между ними? Какой модуль стандартизован и почему?

8. Какие рекомендуются углы наклона зубьев шевронных колес и почему допускается их большая величина, чем у косозубых?