



Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Астраханский государственный технический университет»
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована
ООО «ДКС РУС» по ISO 9001 / ГОСТ Р ИСО 9001

Институт морских технологий, энергетики и транспорта

Кафедра «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт»

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов направлений

21.03.01 Нефтегазовое дело

15.03.02 Технологические машины и оборудование

18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической
технологии, нефтехимии и биотехнологии

18.03.01 Химическая технология

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника
объектов морской инфраструктуры

20.03.02 Природообустройство и водопользование

26.05.07 Эксплуатация судового электрооборудования и средств
автоматики

26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок

Астрахань 2026

УДК 531.8

Хахов А.А.

Расчет зубчатых передач. Методические указания и контрольные задания. – Астрахань: АГТУ, 2026. – 47с.

В пособии представлены методики расчета зубчатых передач внешнего зацепления, примеры расчета и контрольные задания.

Пособие предназначено в помощь студентам для подготовки к текущей аттестации по курсам «Механика», «Прикладная механика» и «Детали машин и основы конструирования».

Методическое пособие обсуждено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»

Протокол заседания кафедры № 5 от 30.01.2026г.

Рецензент: Славин Б.М., доцент кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт», к. т. н., доцент.

© Хахов А.А., 2026

© Астраханский государственный
технический университет, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

1 Общие сведения.....	4
2 Расчет цилиндрических зубчатых колес.....	5
3 Расчет конической прямозубой передачи	23
4 Примеры расчета зубчатых передач.....	29
5 Контрольные задания.....	44
Список литературы.....	47

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатой передачей называют трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару (ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения). Меньшее зубчатое колесо передачи называют шестерней, большее – колесом.

Различают два вида зубчатых передач – закрытые и открытые.

Закрытые передачи размещены в отдельном корпусе (например, редукторного типа) или встроены в машину. Проектировочный расчет их выполняют по контактным напряжениям с целью предотвращения усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. При выборе большого суммарного числа зубьев колес (более 200) или применения термохимической обработки поверхностей зубьев до высокой твердости (более HRC45) может возникнуть опасность усталостного излома зубьев. Для предотвращения этого необходимо провести проверку зубьев на сопротивление усталости по напряжениям изгиба.

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на сопротивление усталости по напряжениям изгиба с учетом износа зубьев в процессе эксплуатации. В этом случае нет необходимости проверять поверхности зубьев по контактным напряжениям, так как абразивный износ поверхностей зубьев предотвращает выкрашивание их от переменных контактных напряжений.

Закрытые и открытые зубчатые передачи, работающие с большими кратковременными (пиковыми) перегрузками, необходимо проверять на отсутствие опасности хрупкого разрушения или пластических деформаций рабочих поверхностей зубьев от контактных напряжений, а также на отсутствие хрупкого излома или пластических деформаций при изгибе.

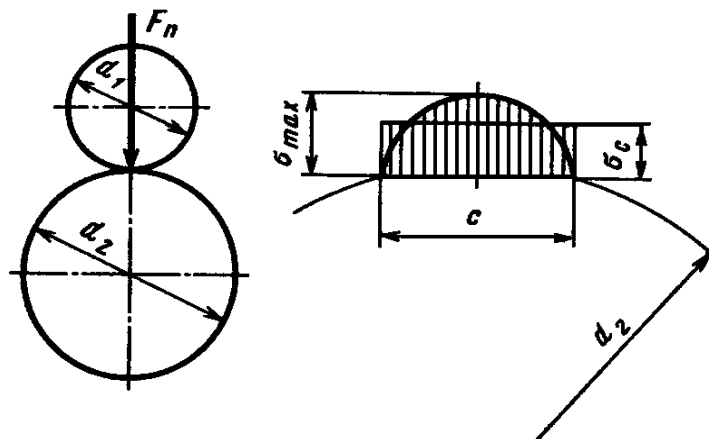


Рис. 1.1. Контактные напряжения в зоне соприкосновения цилиндров вдоль образующей

Кратковременное действие пиковых нагрузок не оказывает влияния на поверхностную и общую усталостную прочность зубьев. Поэтому определение напряжений, вызываемых такими нагрузками, следует рассматривать как проверку зубьев на поверхностную и общую статическую прочность. Расчет-

ные формулы имеют тот же вид, что и формулы для расчетов на сопротивление усталости, но значения допускаемых напряжений, принимаемых в этих расчетах, различны.

Расчет закрытых зубчатых передач на выносливость рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям основан на формуле Герца. Эта формула служит для определения максимального. Нормального напряжения в точках. Средней линии контактной полоски в зоне соприкосновения двух круговых цилиндров с параллельными образующими (рис. 1.1). При выводе формулы были приняты допущения: материал цилиндров идеально упругий, в точках контакта он находится в условиях объемного напряженного состояния — трехосного сжатия; наибольшее (по модулю) напряжение сжатия — главное напряжение σ_3 — принято обозначать $\sigma_{\max}$; при эллиптическом законе распределения давления по ширине площадки контакта

$$\sigma_{\max} = \frac{4q}{\pi c}, \quad (1.1)$$

где q - нагрузка на единицу длины контактной линии;

c — ширина контактной площадки, определяемая из выражения

$$c = 3,04 \sqrt{\frac{q \rho_{np} (1 - \mu^2)}{E}}. \quad (1.2)$$

Подставив (1.2) в (1.1), получим

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho_{np} (1 - \mu^2)}}, \quad (1.3)$$

где ρ_{np} - приведенный радиус кривизны;

μ - коэффициент Пуассона;

E - приведенный модуль упругости материала цилиндров.

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (1.4)$$

где ρ_1 и ρ_2 - радиусы цилиндров.

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}. \quad (1.5)$$

где E_1 и E_2 - модули упругости материалов цилиндров.

2 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

2.1 Расчет цилиндрических зубчатых колес на сопротивление усталости по контактным напряжениям

Для расчета передач с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 2.1) на сопротивление усталости рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям пользуются формулой (1.3). Максимальное нормальное напря-

жение $\sigma_{\max}$ принято обозначать σ_H (индекс H (лат.) соответствует первой букве фамилии знаменитого физика Герца (*Hertz*)).

Нагрузка на единицу длины контактной линии зубьев

$$q = \frac{F_n K_H}{b k_\varepsilon}, \quad (2.1)$$

где F_n - нормальная сила в зацеплении;

K_H — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца;

b - ширина венца;

k_ε - коэффициент степени перекрытия.

Нормальная сила в зацеплении

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}, \quad (2.2)$$

где F_t - окружная сила в зацеплении;

α_w - угол зацепления;

β - угол наклона зубьев.

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \approx \frac{2T_2}{d_2}, \quad (2.3)$$

где T_1 и T_2 - вращающие моменты на шестерне и колесе;

d_1 и d_2 - делительные диаметры шестерни и колеса.

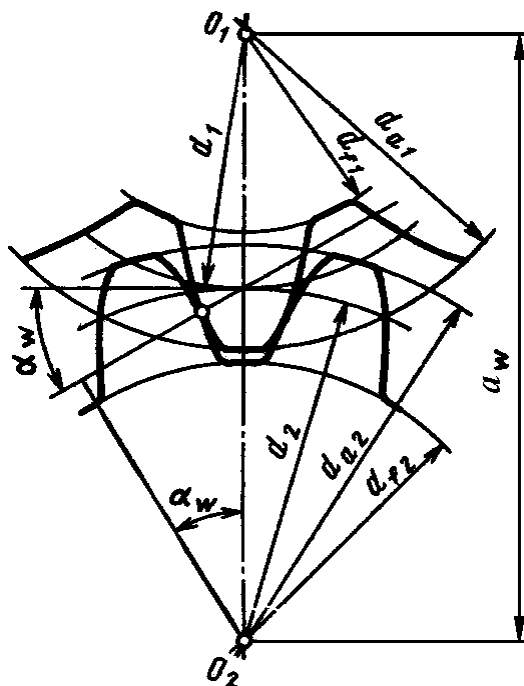


Рис. 2.1. Геометрия эвольвентного зубчатого зацепления

Приведенный радиус цилиндров следует заменить величиной приведенного радиуса эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления. Так как

$$\rho_1 = \frac{d_1 \sin \alpha_w}{2 \cos \beta}, \quad (2.4)$$

$$\rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2 \cos \beta}, \quad (2.5)$$

$$\frac{d_2}{d_1} = u, \quad (2.6)$$

то

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2 \cos \beta (u + 1)}, \quad (2.7)$$

где u - передаточное число.

Подстановка приведенных значений величин в формулу (1.3) дает возможность выразить зависимость σ_H от параметров зубчатой передачи в виде

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)} \frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w} \frac{1}{k_\varepsilon} \frac{2T_2 K_H (1+u)}{d_2^2 b}}. \quad (2.8)$$

Для практических расчетов по ГОСТ 21354-87 введены следующие условные обозначения:

$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$ - коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес;

$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}}$ - безразмерный коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{k_\varepsilon}}$ - безразмерный коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для прямозубых колес

$$k_\varepsilon = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha};$$

для косозубых колес

$$k_\varepsilon = \varepsilon_\alpha,$$

где ε_α - коэффициент торцового перекрытия - отношение угла торцового перекрытия зубчатого колеса цилиндрической передачи к его угловому шагу.

С этими обозначениями формула (2.8) примет вид

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_H (1+u)}{d_2^2 b}}. \quad (2.9)$$

В дальнейшем, следуя правилу теории размерностей, будем выражать момент в Н·мм, d_2 и b в мм, σ_H и E в МПа. Для стали принимают:

$E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu=0,3$. При этих значениях коэффициент $Z_M = 275 \frac{H^{1/2}}{\text{мм}}$.

Численные значения коэффициента Z_H : для прямозубых колес при $\alpha_w=20^\circ$ и $\beta=0$ $Z_H=1,76$; для косозубых колес при $\alpha_w=20^\circ$ и $\beta=8^\circ..15^\circ$ $Z_H=1,74..1,71$.

Средние значения коэффициента Z_ε : для прямозубых передач $Z_\varepsilon=0,9$, для косозубых передач $Z_\varepsilon=0,8$.

После подстановки указанных значений коэффициентов в формулу (2.9) и замены в ней d_2 через межосевое расстояние a_w

$$d_2 = \frac{2a_w}{u+1} \quad (2.10)$$

получим формулы для проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b u^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (2.11)$$

косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.12)$$

Выражая в этих формулах величину b через a_w с помощью коэффициента ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$, получим формулу для проектировочного расчета:

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (2.13)$$

Для прямозубых передач $K_a=49,5$; для косозубых и шевронных передач $K_a=43,0$.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (2.14)$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; для прямозубых колес принимают $K_{H\alpha}=1,0$; для косозубых колес в зависимости от окружной скорости v : при $v=10..20$ м/с и 7-й степени точности $K_{H\alpha}=1,0..1,1$, при v до 10 м/с и 8-й степени точности $K_{H\alpha}=1,05..1,15$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. При проектировании закрытых зубчатых передач редукторного типа значения $K_{H\beta}$ ориентировочно принимают по табл. 2.1;

K_{Hv} - динамический коэффициент.

Таблица 2.1. Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость HB поверхностей зубьев	
	<350	>350
Симметричное	1,00..1,15	1,05..1,25
Несимметричное	1,10..1,25	1,15..1,35
Консольное	1,20..1,35	1,25..1,45
Меньшие значения принимают для передач с коэффициентом ширины венца по диаметру шестерни $\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = 0,4$; при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольно расположенных колес и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.		

Динамический коэффициент K_{Hv} , определяют в зависимости от окружной скорости v колес и степени точности их изготовления.

Для прямозубых колес при v до 5 м/с следует назначать 8-ю степень точности по ГОСТ 1643-81: при этом $K_{Hv} = 1,05..1,10$.

Для косозубых колес при v до 10 м/с назначают также 8-ю степень точности и принимают $K_{Hv} = 1,0..1,05$. При v свыше 10 до 20 м/с и 7-й степени точности $K_{Hv} = 1,05..1,1$. Меньшие из указанных значений относятся к колесам с твердостью поверхностей зубьев $HB \leq 350$, большие - при твердости $HB > 350$.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и K_{Hv} могут быть определены только тогда, когда известны размеры передачи (надо знать скорость v). Поэтому при проектировочных расчетах по формуле (2.13) предварительно используют один коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 2.1).

При проектировании редукторов обычно задаются величиной коэффициента ширины венца по межосевому расстоянию

$$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}, \quad (2.15)$$

где b_2 - ширина венца колеса.

Для прямозубых передач принимают $\psi_{ba} = 0,125..0,25$; для косозубых $\psi_{ba} = 0,25..0,63$; для шевронных $\psi_{ba} = 0,55..1,0$.

Чтобы вычислить ψ_{bd} по выбранному значению ψ_{ba} , следует воспользоваться равенством:

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1). \quad (2.16)$$

Допускаемое контактное напряжение определяют при проектировочном расчете по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (2.17)$$

где $\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов (значения $\sigma_{H \lim b}$ указаны в табл. 2.2);

K_{HL} - коэффициент долговечности.

Таблица 2.2. Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{H \lim b}$, МПа
Нормализация или улучшение	HB<350	Углеродистая и легированная	2HB+70
Объемная закалка	HRC 38..50		18HRC+150
Поверхностная закалка	HRC 40..50		17HRC+200
Цементация и нитроцементация	HRC>56	Легированная	23HRC
Азотирование	HV 550..750		1050

Если число циклов напряжений каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$. В других условиях, когда эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} меньше базового N_{HO} , коэффициент долговечности определяют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \quad (2.18)$$

Если при расчете колес из нормализованной или улучшенной стали K_{HL} получается больше 2,6, то принимают $K_{HL} = 2,6$; для колес из закаленной стали $K_{HL} \leq 1,8$; $[S_H]$ - коэффициент безопасности; для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают $[S_H] = 1,1..1,2$; при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H] = 1,2..1,3$.

Эквивалентное число циклов напряжений

$$N_{HE} = 60cnt, \quad (2.19)$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот колеса;

n – частота вращения зубчатого колеса в об/мин;

t – число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Базовое количество циклов N_{HO} определяется в основном твердостью рабочей поверхности зубьев (см. рис. 2.2).

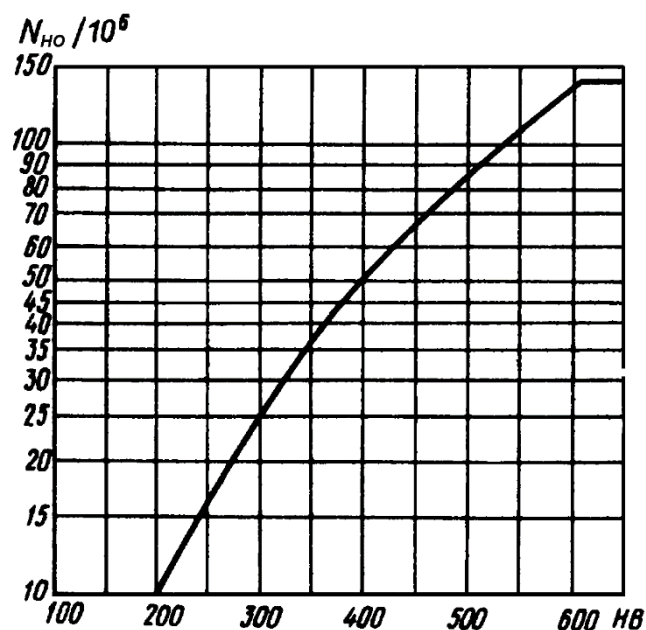


Рис. 2.2. К определению базового количества циклов напряжений

Данные для выбора материалов шестерни и колеса приведены в табл. 2.3. Рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термической обработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20..30 единиц Бринелля выше, чем колеса.

Таблица 2.3. Механические свойства сталей, применяемых при изготовлении зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, σ_B , МПа	Предел текучести, σ_T , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термо-обработка
45	100..500	570	290	190	Нормализация
45	до 90	780	440	230	Улучшение
	90..120	730	390	210	
	св. 120	690	340	200	
30ХГС	до 140	1020	840	260	
	св. 140	930	740	250	
40Х	до 120	930	690	270	
	120..160	880	590	260	
	св. 160	830	540	245	
40ХН	до 150	930	690	280	
	150..180	880	590	265	
	св. 180	835	540	250	
40Л		520	290	160	Нормализация
45Л		540	310	180	
35ГЛ		590	340	190	Улучшение
35ХГСЛ		790	590	220	

Продолжение таблицы 2.3. Механические свойства сталей, применяемых при изготовлении зубчатых колес

Марка стали	Твердость HRC	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45..55	Закалка
12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ	50..63	Цементация, закалка
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	56..63	Нитроцементация
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х	56..63	Азотирование
40Х, 40ХН, 32ХМ	45..63	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

Для прямозубых колес за расчетное допускаемое контактное напряжение принимается меньшее из двух допускаемых напряжений материалов шестерни и колеса

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}. \quad (2.20)$$

Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (2.21)$$

где $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ - допускаемые контактные напряжения соответственно для шестерни и колеса.

После определения расчетного допускаемого контактного напряжения для непрямозубых колес следует проверить выполнение условия

$$[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_H]_{\min}. \quad (2.22)$$

2.2 Расчет зубьев цилиндрических колес на сопротивление усталости при изгибе

В расчетах цилиндрических прямозубых колес зуб рассматривают как балку, жестко защемленную одним концом. Силу считают приложенной к вершине зуба по нормали к его поверхности; силу трения не учитывают. Расчетная схема нагружения зуба представлена на рис. 2.3. Формула для проверочного расчета зубьев на выносливость по напряжениям изгиба имеет вид (см. ГОСТ 21354-87):

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m_t} \leq [\sigma_F], \quad (2.23)$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба;

F_t - окружная сила в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи;

K_F - коэффициент нагрузки;

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба;

m_t - окружной модуль;

$[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение изгиба.

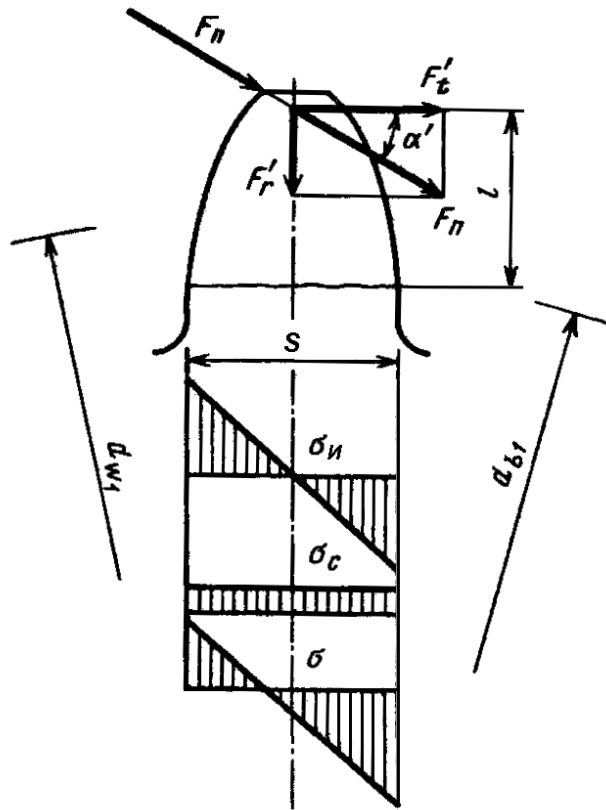


Рис. 2.3. Расчетная схема нагружения прямозубого цилиндрического колеса

Чтобы вывести формулу для проекторочного расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи на изгиб, вводят коэффициент

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m_t}, \quad (2.24)$$

заменяют

$$F_t = \frac{2T_1}{m_t z_1}, \quad (2.25)$$

$$b = \psi_{bm} m_t \quad (2.26)$$

и получают на основании формулы (2.23):

$$m_t = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1}}, \quad (2.27)$$

где z_1 - число зубьев шестерни.

Значения коэффициента Y_F даны в ГОСТ 21354-87 в виде графиков с учетом коэффициента смещения. Для зубчатых колес, выполненных без смещения, значения Y_F приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4. Значения коэффициента формы зуба

z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,61	3,6

Коэффициент нагрузки K_F представляет собой произведение двух коэффициентов: $K_{F\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (коэффициент концентрации нагрузки), и K_{Fv} , учитывающего динамическое действие нагрузки (коэффициент динамичности).

Несущая способность косозубых и шевронных колёс выше, чем прямозубых. Повышение выносливости зубьев отражено в формуле для определения расчетных напряжений двумя дополнительными коэффициентами, не встречающимися в формуле (2.23) для прямозубых колёс:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (2.28)$$

где Y_β - коэффициент, введенный для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы зуба, что и в случае прямых зубьев;

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}. \quad (2.29)$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (2.30)$$

где ε_α - коэффициент торцового перекрытия;

n — степень точности зубчатых колёс.

В формуле (2.28) коэффициент Y_F , учитывающий форму зуба, следует выбирать по эквивалентному числу зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (2.31)$$

Для проектировочного расчета открытой цилиндрической косозубой передачи на изгиб используют зависимость

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F K_{F\alpha} Y_F Y_\beta \cos \beta}{[\sigma_F] \psi_{bm} z_1}}. \quad (2.32)$$

Допускаемое напряжение изгиба определяют по зависимости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{[S_F]} Y_S Y_R K_{\alpha F}, \quad (2.33)$$

$\sigma_{F \lim}$ - предел выносливости при эквивалентном числе циклов;

$[S_F]$ - коэффициент безопасности;

Y_S - коэффициент, учитывающий градиент напряжений, зависящий от модуля; при значениях модуля от 1 до 8 мм этот коэффициент убывает от 1,1 до 0,92;

Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; он отличен от единицы лишь в случае полирования переходной поверхности;

K_{xF} - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; при $d_a < 300$ мм $K_{xF} = 1,0$; при $d_a = 800$ мм $K_{xF} = 0,95$.

Предел выносливости при эквивалентном числе циклов

$$\sigma_{F \lim} = \sigma_{F \lim b}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL}, \quad (2.34)$$

где $\sigma_{F \lim b}^0$ - предел выносливости (при отнулевом цикле), соответствующий базовому числу циклов;

K_{Fg} - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев; при отсутствии шлифования $K_{Fg} = 1$;

K_{Fd} - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; при отсутствии такого упрочнения $K_{Fd} = 1$;

K_{Fc} - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, при одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1$;

K_{FL} - коэффициент долговечности, зависящий от соотношения базового и эквивалентного чисел циклов.

Коэффициент безопасности $[S_F]$ определяют как произведение двух коэффициентов:

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]'' . \quad (2.35)$$

Первый коэффициент $[S_F]'$ учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колес; его значения приведены в табл. 2.5 при вероятности неразрушения 99%. Таким образом, в этом коэффициенте отражена и степень ответственности зубчатой передачи. При вероятности неразрушения более 99% значения $[S_F]'$ существенно возрастают.

Второй множитель $[S_F]''$ учитывает способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$; для проката $[S_F]'' = 1,15$; для литых заготовок $[S_F]'' = 1,3$.

Сведения о пределах выносливости $\sigma_{F \lim b}^0$ приведены в табл. 2.5; в дополнение к ней следует пользоваться также табл. 2.3, в которой приведены механические свойства сталей в зависимости не только от вида термической обработки, но и от размеров заготовки.

Для реверсируемых передач, в которых зубья работают попеременно обеими сторонами, допускаемое напряжение следует снижать на 25%.

Численные значения коэффициентов, входящих в формулы (2.28), (2.29) для определения $[\sigma_F]$ и $\sigma_{F \lim}$, близки к единице. Поэтому при определении допускаемого напряжения изгиба можно использовать упрощенную формулу

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{[S_F]} . \quad (2.36)$$

Таблица 2.5. Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{F \lim b}^0$ и коэффициента безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F \lim b}^0$, МПа	$[S_F]'$
		На поверхности	в сердцеvine		
40; 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	HB 180..350		1,8 HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	HRC 45..55		500..550	1,8
40XH, 40XH2MA	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48..58	HRC 25..35	700	1,75
120XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3A	Цементация	HRC 57..63	-	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700..950	HRC 24..40	300 + 1,2 HRC сердцевины	1,75

2.3. Алгоритм инженерного расчета цилиндрической зубчатой передачи

Передаточное число зубчатой передачи u должно приниматься по ГОСТ 2185-66:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

При заданных мощности, развиваемой колесом P_2 (в кВт), частоте вращения шестерни n_1 (в об/мин), передаточном числе u и сроке службы t (в часах) расчет зубчатой передачи цилиндрическими колесами следует проводить в следующей последовательности.

Определяем мощность на валу шестерни:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где η – к.п.д. цилиндрической передачи с учетом потерь в подшипниках.

Угловая скорость шестерни:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}.$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u}.$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}.$$

Вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}.$$

Вращающий момент на колесе:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}.$$

Выбираем материалы и термообработку зубьев шестерни и колеса (табл. 2.3). По таблице 2.2. определяем пределы выносливости при базовом числе циклов материалов шестерни и колеса $\sigma_{H \lim b1}$ и $\sigma_{H \lim b2}$.

Расчетное количество циклов напряжений зубьев шестерни и колеса за срок службы:

$$N_{HE1} = 60n_1t,$$

$$N_{HE2} = 60n_2t.$$

По графику (рис.2.2) определяем базовое число циклов: N_{HO1} , N_{HO2} .

При числе циклов напряжений больше базового принимаем коэффициент долговечности $K_{HL}=1$; при числе циклов напряжений меньше базового коэффициент долговечности определяем по формуле (2.18).

Принимаем значение коэффициента безопасности $[S_H]$.

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} K_{HL1}}{[S_H]};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim b2} K_{HL2}}{[S_H]}$$

Определяем расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для прямо-зубой передачи по формуле (2.20), для косозубой передачи - по (2.21).

По табл. 2.1 принимаем ориентировочное значение коэффициента $K_{H\beta}$.

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию ψ_{ba} принимаем из ряда по ГОСТ 2185-66: 0,10; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Для прямозубых передач принимаем $\psi_{ba} = 0,125..0,25$; для косозубых - $\psi_{ba} = 0,25..0,63$, проверяя (при $\psi_{ba} < 0,4$) выполнение условия

$$\psi_{ba} \geq \frac{2,5m_n}{a_w \sin \beta}.$$

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев:

$$a_w = K_a(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

Для прямозубых передач $K_a=49,5$; для косозубых и шевронных передач $K_a=43,0$.

Принимаем ближайшее большее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66:

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Выбираем окружной модуль m_t для прямозубой передачи или нормальный модуль m_n для косозубой передачи из интервала $(0,01..0,02) \cdot a_w$ по ГОСТ 9563-60:

1-й ряд: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

2-й ряд: 0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90.

Определяем суммарное число зубьев:

для прямозубых колес со стандартным окружным модулем

$$z_w = \frac{2a_w}{m_t};$$

для косозубых колес со стандартным нормальным модулем

$$z_w = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}.$$

Угол наклона линии зуба β принимают для косозубых колес в интервале $\beta = 8..15^\circ$.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}.$$

Принимаем целое число z_1 .

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

Фактическое передаточное число

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

Отклонение от заданного u не должно превышать 3%.

После всех указанных округлений необходимо проверить межосевое расстояние: для прямозубых колес со стандартным окружным модулем

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2)m_t;$$

для косозубых колес с нормальным стандартным модулем

$$a_w = 0,5(z_1 + z_2) \frac{m_n}{\cos\beta}.$$

При проверке может обнаружиться несоответствие полученного результата с ранее принятым значением a_w по стандарту. В этом случае надо устранить расхождение изменением угла β :

$$\cos\beta = 0,5(z_1 + z_2) \frac{m_n}{a_w}.$$

Определяем основные размеры шестерни и колеса.

Диаметры делительных окружностей прямозубых зубчатых колес:

$$d_1 = m_t z_1;$$

$$d_2 = m_t z_2.$$

Диаметры делительных окружностей косозубых зубчатых колес:

$$d_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos\beta};$$

$$d_2 = z_2 \frac{m_n}{\cos\beta}.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев прямозубых зубчатых колес:

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

$$d_{a2} = d_2 + 2m_t.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев косозубых зубчатых колес:

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

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев прямозубых зубчатых колес:

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

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

Диаметры окружностей впадин зубьев косозубых зубчатых колес:

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

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

Определяем ширины зубчатых венцов колеса и шестерни:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w;$$

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм}$$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}.$$

Окружная скорость:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2}.$$

Принимаем из таблиц 2.6, 2.7, 2.8 значения коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и $K_{H\nu}$.

Таблица 2.6. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Степень точности	Окружная скорость v , м/с				
	До 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Примечание. Для прямозубых колес $K_{H\alpha}=1$

Таблица 2.7. Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Твердость поверхности зубьев					
	HB $\leq$ 350			HB $>$ 350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,3	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание. Данные, приведенные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатых колес; II - к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III – к передачам с симметричным расположением

Таблица 2.8. Значения коэффициента K_{Hv}

Передача	Твердость HB поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
Прямозубая	≤ 350	1,05	-	-	-
	> 350	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Определяем коэффициент нагрузки:

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

Проверяем сопротивление усталости по контактным напряжениям рабочих поверхностей зубьев прямозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H];$$

косозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H].$$

Определяем силы, действующие в зацеплении.

Для цилиндрической прямозубой передачи:

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1};$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Для цилиндрической косозубой передачи:

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1};$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta};$$

осевая сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Для проверки зубьев на сопротивление усталости по напряжениям изгиба определяем коэффициенты $K_{F\beta}$ и K_{Fv} , используя табл. 2.9 и 2.10.

Таблица 2.9. Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Твердость поверхности зубьев							
	HB ≤ 350				HB > 350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примечание. Данные, приведенные в столбце I, относятся к передачам с симметричным расположением зубчатых колес; II - к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III – к переда-

чам с консольным расположением зубчатых колес при установке валов на шариковых подшипниках; IV – к передачам с консольным расположением колес при установке валов на роликовых подшипниках

Таблица 2.10. Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость НВ поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с		
		3	3..8	8..12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1	1,35/1,2	-/1,3

Примечание. В числителе указаны значения K_{Fv} для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых

Используя таблицу 2.4 определяем коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} , учитывающие форму зубьев, по значениям чисел зубьев z_1 и z_2 для прямозубых колес и по эквивалентным числам зубьев z_{v1} и z_{v2} для косозубых колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta};$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Для косозубых колес определяем коэффициенты

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

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}.$$

Определяем коэффициент K_F

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}.$$

По таблице 2.5 принимаем значение $\sigma_{F \lim b}^0$ и $[S_F]'$, назначаем $[S_F]''$.

Коэффициент безопасности

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]''.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim b1}^0}{[S_F]},$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim b2}^0}{[S_F]}.$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ для шестерни и колеса:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} \text{ и } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}.$$

Дальнейший расчет следует вести для зубьев зубчатого колеса, для которого найденное отношение меньше.

Для прямозубых цилиндрических передач проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m_t} \leq [\sigma_F].$$

Для косозубой передачи проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле:

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

3 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Расчет конической прямозубой передачи на сопротивление усталости по контактным напряжениям

Расчет конических прямозубых передач целесообразно выполнять, ориентируясь на зависимости, приведенные выше для цилиндрических зубчатых колес. На основании формул (2.9) и (2.11) с учетом особенности геометрии конических зубчатых колес (рис. 3.1) после соответствующих преобразований получают формулу для проверочного расчета конических прямозубых колес на предотвращение контактного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (3.1)$$

где R_e - внешнее конусное расстояние.

При расчете по среднему конусному расстоянию формула (3.1) принимает вид:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_m} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (3.2)$$

где R_m - среднее конусное расстояние.

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (3.3)$$

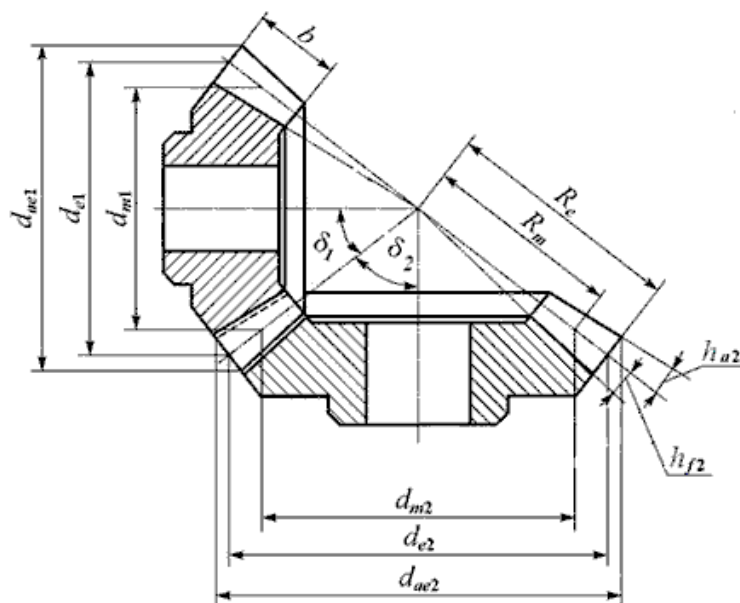


Рис. 3.1. Схема передачи коническими зубчатыми колесами

Коэффициент нагрузки K_H принимается таким же, как и для цилиндрических прямозубых передач, при условии, что степень точности конических колес на единицу выше, чем цилиндрических. Он представляет собой произведение трех частных коэффициентов

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (3.4)$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; для прямозубых колес принимают $K_{H\alpha} = 1,0$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца.

$K_{H\nu}$ - динамический коэффициент, зависящий от окружной скорости v колес и степени точности их изготовления.

При проектировочном расчете определяют внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_3 K_{H\beta} u_\kappa}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bR_e})^2 \psi_{bR_e}}}, \quad (3.5)$$

где для прямозубых передач $K_d = 99$.

Полученные значения d_{e2} округляют по ГОСТ 12289-76 (в мм): 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; - 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600.

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bR_e} < 0,3$. При проектировании редукторов с параметрами по ГОСТ 12289-76 рекомендуется принимать $\psi_{bR_e} = 0,285$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ принимают предварительно для колес с твердостью поверхностей зубьев $HV \leq 350$ от 1,2 до 1,35; при твердости $HV > 350$ - от 1,25 до 1,45 (см. табл. 2.1).

При проверочном расчете значения коэффициента нагрузки уточняют.

3.2 Расчет конической прямозубой передачи на сопротивление усталости по напряжениям изгиба

Проверку зубьев конических прямозубых колес на сопротивление усталости по напряжениям изгиба выполняют по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_F], \quad (3.6)$$

K_F - коэффициент нагрузки при расчете на изгиб, выбираемый так же, как и для цилиндрических прямозубых колес;

F_t - окружная сила, которую считают приложенной по касательной к средней делительной окружности;

Y_F - коэффициент формы зубьев, выбираемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев;

ϑ_F - опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической;

m - средний окружной модуль.

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ выбирают так же, как для цилиндрических зубчатых колес.

Для открытых передач при проектировочном расчете на изгиб определяют средний модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_F Y_F}{\vartheta_F [\sigma_F] \psi_{bm} z_1}}, \quad (3.7)$$

где ψ_{bm} - коэффициент ширины венца по отношению к среднему модулю.

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{z_1}{6 \sin \delta_1}.$$

3.3 Алгоритм инженерного расчета конической прямозубой передачи

Передаточное число зубчатой передачи u должно приниматься по ГОСТ 12289-76:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3;

2-й ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6.

При заданных мощности, развиваемой колесом P_2 (в кВт), частоте вращения шестерни n_1 (в об/мин), передаточном числе u и сроке службы t (в ча-

сах) расчет зубчатой передачи коническими прямозубыми колесами следует проводить в следующей последовательности.

Определяем мощность на валу шестерни:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где η – к.п.д. конической прямозубой передачи с учетом потерь в подшипниках.

Угловая скорость шестерни:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}.$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u}.$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}.$$

Вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}.$$

Вращающий момент на колесе:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}.$$

Выбираем материалы и термообработку зубьев шестерни и колеса (табл. 2.3).

По таблице 2.2. определяем пределы выносливости при базовом числе циклов материалов шестерни и колеса $\sigma_{H \lim b1}$ и $\sigma_{H \lim b2}$.

Расчетное количество циклов напряжений зубьев шестерни и колеса за срок службы:

$$N_{HE1} = 60n_1t,$$

$$N_{HE2} = 60n_2t.$$

По графику (рис.2.2) определяем базовое число циклов: N_{HO1} , N_{HO2} .

При числе циклов напряжений больше базового принимаем коэффициент долговечности $K_{HL}=1$; при числе циклов напряжений меньше базового коэффициент долговечности определяем по формуле (2.18).

Принимаем значение коэффициента безопасности $[S_H]$.

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} K_{HL1}}{[S_H]},$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim b2} K_{HL2}}{[S_H]}.$$

Определяем расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для прямо-зубой передачи по формуле (2.20).

По табл. 2.1 принимаем ориентировочное значение коэффициента $K_{H\beta}$: для колес с твердостью поверхностей зубьев $HV \leq 350$ $K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,35$; при твердости $HV > 350$ - $K_{H\beta} = 1,25 \dots 1,45$.

Принимаем по рекомендациям ГОСТ 12289-76 коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию $\psi_{bR_e} = 0,285$.

Определяем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_3 K_{H\beta} u_\kappa}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bR_e})^2 \psi_{bR_e}}},$$

где для прямозубых передач $K_d = 99$.

Полученные значения d_{e2} округляем до ближайшего большего значения по ГОСТ 12289-76 (в мм): 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; - 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600.

Определяем числа зубьев колес. Для шестерни

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta.$$

Рекомендуют выбирать $z_1 = 18 \dots 32$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u.$$

Найденные значения z_1 и z_2 округляем до целых чисел.

Определяем фактическое передаточное число

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

Отклонение от заданного u не должно превышать 3%.

Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}.$$

Округлять m_e до стандартного значения для конических колес не обязательно.

Углы делительных конусов

$$\delta_1 = \text{arcctg } u;$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Внешнее конусное расстояние

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

Длина зуба (ширина зубчатого венца)

$$b = \psi_{bR_e} R_e.$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e z_1.$$

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1.$$

Средний делительный диаметр колеса

$$d_{m2} = d_{m1} u.$$

Внешние диаметры вершин шестерни и колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2.$$

Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_{m1}}{z_1}.$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}}.$$

Средняя окружная скорость колес

$$v = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2}.$$

Назначаем для конической передачи степень точности (обычно назначают 7-ю).

Принимаем из таблиц 2.6, 2.7, 2.8 значения коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и $K_{H\nu}$.

Определяем коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Проверяем сопротивление усталости по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b u^2}} \leq [\sigma_H].$$

Силы в зацеплении:

окружная

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}};$$

радиальная для шестерни, равная осевой для колеса

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1;$$

осевая для шестерни, равная радиальной для колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1.$$

Для проверки зубьев на сопротивление усталости по напряжениям изгиба определяем коэффициенты $K_{F\beta}$ и $K_{F\nu}$, используя табл. 2.9 и 2.10.

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\nu}.$$

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1};$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

По таблице 2.5 принимаем значение $\sigma_{F \lim b}^0$ и $[S_F]'$, назначаем $[S_F]''$.

Коэффициент безопасности

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]''.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim b1}^0}{[S_F]},$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim b2}^0}{[S_F]}.$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ для шестерни и колеса:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} \text{ и } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}.$$

Дальнейший расчет следует вести для зубьев зубчатого колеса, для которого найденное отношение меньше.

Для цилиндрических прямозубых передач проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле, приняв коэффициент $\vartheta_F = 0,85$:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{\vartheta_F b m} \leq [\sigma_F].$$

4 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1 Пример расчета цилиндрической прямозубой передачи

Выполнить расчет цилиндрической прямозубой передачи (см. рис. 4.1).

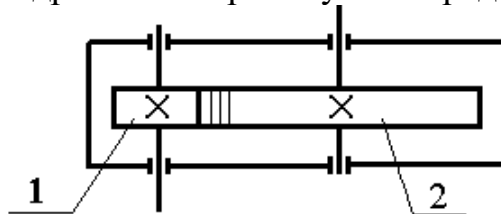


Рис. 4.1. Схема цилиндрической прямозубой передачи:

1 - шестерня; 2 - колесо

Исходные данные

Мощность на валу колеса $P_2 = 7$ кВт;

частота вращения шестерни $n_1 = 740$ об/мин;

передаточное число $u = 2$;

срок службы передачи $t = 20000$ ч.

Решение

Определяем мощность на валу шестерни, приняв к.п.д. цилиндрической прямозубой передачи с учетом потерь в подшипниках $\eta=0,97$:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{7}{0,97} = 7,217 \text{ кВт}$$

Угловая скорость шестерни:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 740}{30} = 77,45 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{740}{2} = 370 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 370}{30} = 38,73 \text{ рад/с.}$$

Вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,217 \cdot 10^3}{77,45} = 93,17 \text{ Н·м.}$$

Вращающий момент на колесе:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{7 \cdot 10^3}{38,73} = 180,75 \text{ Н·м.}$$

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для шестерни - сталь 45, термическая обработка - улучшение, твердость HB 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость на 30 единиц ниже – HB 200.

Пределы выносливости при базовом числе циклов материалов шестерни и колеса:

$$\sigma_{H \lim b_1} = 2 HB_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 HB_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа.}$$

Расчетное количество циклов напряжений зубьев шестерни и колеса за срок службы:

$$N_{HE_1} = 60 n_1 t = 60 \cdot 740 \cdot 20000 = 888000000;$$

$$N_{HE_2} = 60 n_2 t = 60 \cdot 370 \cdot 20000 = 444000000.$$

Базовое число циклов: $N_{HO_1} = 15 \cdot 10^6$, $N_{HO_2} = 10 \cdot 10^6$.

При числе циклов напряжений больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$. Так как $N_{HE_1} > N_{HO_1}$, принимаем $K_{HL1} = 1$, так как $N_{HE_2} > N_{HO_2}$, принимаем $K_{HL2} = 1$.

Коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1$.

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} K_{HL1}}{[S_H]} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,8 \text{ МПа;}$$

для зубьев колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim b2} K_{HL2}}{[S_H]} = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа.}$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 427,3 \text{ МПа.}$$

Принимаем ориентировочное значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределенной нагрузки по ширине венца $K_{H\beta} = 1,1$.

Примем для прямозубой передачи коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,25$.

Межосевое расстояние из условия сопротивления усталости по контактным напряжениям активных поверхностей зубьев:

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} = 49,5 \cdot (2+1) \sqrt[3]{\frac{180,75 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{427,3^2 \cdot 2^2 \cdot 0,25}} = 152,8 \text{ мм.}$$

Здесь для прямозубой передачи $K_a = 49,5$.

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 $a_w = 160$ мм.

Окружной модуль зацепления:

$$m_t = (0,01..0,02) \cdot a_w = (0,01..0,02) \cdot 160 = 1,6..3,2 \text{ мм;}$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 $m_t = 2$ мм.

Суммарное число зубьев:

$$z_w = \frac{2a_w}{m_t} = \frac{2 \cdot 160}{2} = 160.$$

Определяем число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{160}{2+1} = 53,3.$$

Принимаем $z_1 = 53$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 160 - 53 = 107.$$

Фактическое передаточное число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{107}{53} = 2,02.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного

$$\frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100\% = \frac{2,02 - 2}{2} \cdot 100\% = 0,94\%,$$

что меньше допускаемых 3%.

Определяем основные размеры шестерни и колеса.

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 2 \cdot 53 = 106 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 2 \cdot 107 = 214 \text{ мм.}$$

Проверка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{106 + 214}{2} = 160 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m_t = 106 + 2 \cdot 2 = 110 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m_t = 214 + 2 \cdot 2 = 218 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m_t = 106 - 2,5 \cdot 2 = 101 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m_t = 214 - 2,5 \cdot 2 = 209 \text{ мм}.$$

Ширина колеса: $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм};$

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

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45}{106} = 0,425.$$

Окружная скорость:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{77,45 \cdot 106}{2 \cdot 10^3} = 4,11 \text{ м/с}.$$

При такой скорости для прямозубых колес следует принять 8-ю степень точности

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

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

Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,0$; при симметричном расположении колес по отношению к опорам, $HV < 350$ и $\psi_{bd} = 0,425$ $K_{H\beta} = 1,0$; при окружной скорости $v < 5 \text{ м/с}$ и $HV < 350$ $K_{Hv} = 1,05$.

Таким образом,

$$K_H = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,05.$$

Проверяем сопротивление усталости рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} = \frac{310}{160} \sqrt{\frac{180,75 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cdot (2+1)^3}{40 \cdot 2^2}} = 346,7 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_H] = 427,3 \text{ МПа}.$

Сопротивление усталости рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям обеспечено.

Силы, действующие в зацеплении:

окружная:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 93,17 \cdot 10^3}{106} = 1758 \text{ Н};$$

радиальная:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 1758 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 639,9 \text{ Н}.$$

Для прямозубых цилиндрических передач проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m_t} \leq [\sigma_F].$$

При $\psi_{bd} = 0,425$, твердости $HB \leq 350$ и симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_{F\beta} = 1,03$; для 8-й степени точности при окружной скорости $v = 4,11 \text{ м/с}$ и $HB < 350$ $K_{Fv} = 1,45$.

Определяем коэффициент K_F :

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,03 \cdot 1,45 = 1,494.$$

Определяем коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} , учитывающие форму зубьев:

для шестерни при $z_1 = 53$ $Y_{F1} = 3,648$;

для колеса при $z_2 = 107$ $Y_{F2} = 3,6$.

Определяем предел выносливости (при отнулевом цикле), соответствующий базовому числу циклов. Для стали 45 улучшенной при твердости $HB < 350$

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot HB.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа};$$

Коэффициент безопасности определяем по формуле

$$[S_F] = [S_F]' / [S_F]''.$$

Для стали 45 при твердости $HB 180..350$ $[S_F]' = 1,75$.

Для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$.

Тогда

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim b1}^0}{[S_F]} = \frac{414}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim b2}^0}{[S_F]} = \frac{360}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

для шестерни:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,648} = 64,8 \text{ МПа}$$

для колеса:

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,6} = 57,1 \text{ МПа}$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, так как найденное отношение для него меньше.

Проверяем зубья колеса на предотвращение усталостной поломки

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_{F2}}{b_2 m_t} = \frac{1758 \cdot 1,494 \cdot 3,6}{40 \cdot 2} = 118,1 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{F2}] = 205,7 \text{ МПа}$.

Сопротивление усталости при изгибе обеспечено.

4.2 Пример расчета цилиндрической косозубой передачи

Выполнить расчет цилиндрической косозубой передачи (см. рис. 4.2).

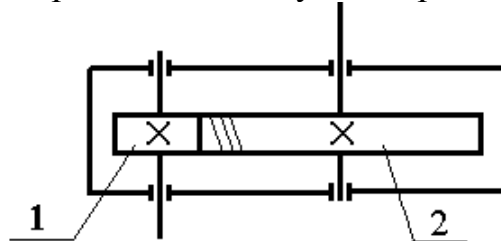


Рис. 4.2. Схема цилиндрической косозубой передачи:
1 – шестерня; 2 – колесо

Исходные данные

Мощность на валу колеса $P_2 = 7 \text{ кВт}$;

Частота вращения шестерни $n_1 = 740 \text{ об/мин}$;

передаточное число $u = 2$;

срок службы передачи $t = 20000 \text{ ч}$.

Решение

Определяем мощность на валу шестерни, приняв к.п.д. цилиндрической косозубой передачи с учетом потерь в подшипниках $\eta = 0,97$:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{7}{0,97} = 7,217 \text{ кВт}$$

Угловая скорость шестерни:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 740}{30} = 77,45 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{740}{2} = 370 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 370}{30} = 38,73 \text{ рад/с.}$$

Вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,217 \cdot 10^3}{77,45} = 93,17 \text{ Н·м.}$$

Вращающий момент на колесе:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{7 \cdot 10^3}{38,73} = 180,75 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для шестерни - сталь 45, термическая обработка - улучшение, твердость HB 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость на 30 единиц ниже – HB 200.

Пределы выносливости при базовом числе циклов материалов шестерни и колеса:

$$\sigma_{H \lim b_1} = 2 \text{ HB}_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 \text{ HB}_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}.$$

Расчетное количество циклов напряжений зубьев шестерни и колеса за срок службы:

$$N_{HE_1} = 60 n_1 t = 60 \cdot 740 \cdot 20000 = 888000000;$$

$$N_{HE_2} = 60 n_2 t = 60 \cdot 370 \cdot 20000 = 444000000.$$

Базовое число циклов: $N_{HO_1} = 15 \cdot 10^6$, $N_{HO_2} = 10 \cdot 10^6$.

При числе циклов напряжений больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$. Так как $N_{HE_1} > N_{HO_1}$, принимаем $K_{HL1} = 1$, так как $N_{HE_2} > N_{HO_2}$, принимаем $K_{HL2} = 1$.

Коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1$.

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} K_{HL1}}{[S_H]} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,8 \text{ МПа};$$

для зубьев колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim b2} K_{HL2}}{[S_H]} = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа}.$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45 \cdot (481,8 + 427,3) = 409,1 \text{ МПа}.$$

Требуемое условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ выполнено.

Принимаем ориентировочное значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределенной нагрузки по ширине венца $K_{H\beta} = 1,25$.

Примем для косозубой передачи коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,4$.

Межосевое расстояние из условия сопротивления усталости по контактным напряжениям активных поверхностей зубьев:

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} = 43 \cdot (2+1) \sqrt[3]{\frac{180,75 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{409,1^2 \cdot 2^2 \cdot 0,4}} = 121,9 \text{ мм}.$$

Здесь для косозубой передачи $K_a = 43$.

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66 $a_w = 125 \text{ мм}$.

Нормальный модуль зацепления:

$$m_n = (0,01..0,02) \cdot a_w = (0,01..0,02) \cdot 125 = 1,25..2,5 \text{ мм};$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 $m_n = 2$ мм.

Примем предварительно угол наклона линии зуба $\beta = 10^\circ$.

Суммарное число зубьев:

$$z_w = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 10^\circ}{2} = 123,1.$$

Принимаем $z_w = 123$.

Определяем число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{123}{2+1} = 41.$$

Принимаем $z_1 = 41$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 123 - 41 = 82.$$

Фактическое передаточное число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{82}{41} = 2.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного

$$\frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100\% = \frac{2 - 2}{2} \cdot 100\% = 0\%.$$

Уточняем значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = 0,5(z_1 + z_2) \frac{m_n}{a_w} = 0,5 \cdot (41 + 82) \cdot \frac{2}{125} = 0,984.$$

Тогда $\beta = 10^\circ 15'$.

Определяем основные размеры шестерни и колеса.

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = z_1 \frac{m_n}{\cos \beta} = 41 \cdot \frac{2}{\cos 10^\circ 15'} = 83,33 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 \frac{m_n}{\cos \beta} = 82 \cdot \frac{2}{\cos 10^\circ 15'} = 166,67 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{83,33 + 166,67}{2} = 125 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 83,33 + 2 \cdot 2 = 87,33 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 166,67 + 2 \cdot 2 = 170,67 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 83,33 - 2,5 \cdot 2 = 78,33 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 166,67 - 2,5 \cdot 2 = 161,67 \text{ мм}.$$

Ширина колеса: $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 125 = 50$ мм;

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

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{55}{83,33} = 0,66.$$

Окружная скорость:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{77,45 \cdot 83,33}{2 \cdot 10^3} = 3,23 \text{ м/с.}$$

При такой скорости для косозубых колес следует принять 8-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

При $v = 3,23$ м/с и 8-й степени точности $K_{H\alpha} = 1,075$; при несимметричном расположении колес по отношению к опорам с учетом изгиба вала, $HV < 350$ и $\psi_{bd} = 0,66$ $K_{H\beta} = 1,07$; при окружной скорости $v < 5$ м/с и $HV < 350$ $K_{H\nu} = 1,0$.

Таким образом,

$$K_H = 1,075 \cdot 1,07 \cdot 1,0 = 1,15.$$

Проверяем сопротивление усталости рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}} = \frac{310}{125} \sqrt{\frac{180,75 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot (2+1)^3}{50 \cdot 2^2}} = 361,9 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_H] = 409,1$ МПа.

Сопротивление усталости рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям обеспечено.

Силы, действующие в зацеплении:

окружная:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 93,17 \cdot 10^3}{83,33} = 2236,2 \text{ Н;}$$

радиальная:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 2236,2 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 15'} = 827,1 \text{ Н;}$$

осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2236,2 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ 15' = 404,8 \text{ Н.}$$

Для косозубых цилиндрических передач проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле:

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

При $\psi_{bd} = 0,66$, твердости $HB \leq 350$ и несимметричном расположении зубчатых колес относительно опор с учетом изгиба вала $K_{F\beta} = 1,145$; для 8-й степени точности при окружной скорости $v = 3,23 \text{ м/с}$ и $HB < 350$ $K_{Fv} = 1,3$.

Определяем коэффициент K_F :

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,145 \cdot 1,3 = 1,4885.$$

Коэффициент, введенный для компенсации погрешности, возникающей из-за применения той же расчетной схемы зуба, что и в случае прямых зубьев

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140} = 1 - \frac{10,26}{140} = 0,927.$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}}.$$

Для средних значений коэффициента торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$ и 8-й степени точности

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92.$$

Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{41}{0,984^3} = 43;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{82}{0,984^3} = 86,1.$$

Определяем коэффициенты Y_{F1} и Y_{F2} , учитывающие форму зубьев:

для шестерни при $z_{v1} = 43$ $Y_{F1} = 3,688$;

для колеса при $z_{v2} = 86,1$ $Y_{F2} = 3,61$.

Определяем предел выносливости (при отнулевом цикле), соответствующий базовому числу циклов. Для стали 45 улучшенной при твердости $HB < 350$

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot HB.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа};$$

Коэффициент безопасности определяем по формуле

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]''.$$

Для стали 45 при твердости $HB 180..350$ $[S_F]' = 1,75$.

Для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$.

Тогда

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба:
для шестерни:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim b1}^0}{[S_F]} = \frac{414}{1,75} = 236,6 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim b2}^0}{[S_F]} = \frac{360}{1,75} = 205,7 \text{ МПа}.$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

для шестерни:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{236,6}{3,688} = 64,1 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{205,7}{3,61} = 57 \text{ МПа}.$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, так как найденное отношение для него меньше.

Проверяем зубья колеса на предотвращение усталостной поломки

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_{F2} Y_\beta K_{F\alpha}}{b_2 m_n} = \frac{2236,2 \cdot 1,4885 \cdot 3,61 \cdot 0,927 \cdot 0,92}{50 \cdot 2} = 102,5 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{F2}] = 205,7 \text{ МПа}$.

Сопротивление усталости при изгибе обеспечено.

4.3 Пример расчета конической прямозубой передачи

Выполнить расчет конической прямозубой передачи (см. рис. 4.3).

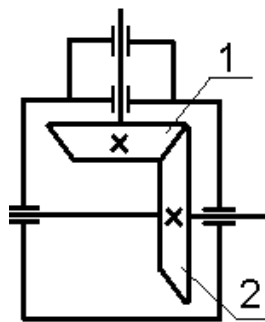


Рис. 4.3. Схема конической прямозубой передачи:
1 – шестерня; 2 - колесо

Исходные данные

Мощность на валу колеса $P_2 = 5 \text{ кВт}$;

Частота вращения шестерни $n_1 = 740 \text{ об/мин}$;

передаточное число $u = 2$;

срок службы передачи $t = 20000 \text{ ч}$.

Решение

Определяем мощность на валу шестерни, приняв к.п.д. конической прямозубой передачи с учетом потерь в подшипниках $\eta = 0,96$:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{5}{0,96} = 5,208 \text{ кВт.}$$

Угловая скорость шестерни:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 740}{30} = 77,45 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{740}{2} = 370 \text{ об/мин.}$$

Угловая скорость колеса:

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 370}{30} = 38,73 \text{ рад/с.}$$

Вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5,208 \cdot 10^3}{77,45} = 67,24 \text{ Н·м.}$$

Вращающий момент на колесе:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5 \cdot 10^3}{38,73} = 129,11 \text{ Н·м.}$$

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками: для шестерни сталь 40Х улучшенную с твердостью НВ 270; для колеса сталь 40Х улучшенную с твердостью НВ 245.

Пределы выносливости при базовом числе циклов материалов шестерни и колеса:

$$\sigma_{H \lim b_1} = 2 \text{ HB}_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 \text{ HB}_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа.}$$

Расчетное количество циклов напряжений зубьев шестерни и колеса за срок службы:

$$N_{HE_1} = 60 n_1 t = 60 \cdot 740 \cdot 20000 = 888000000;$$

$$N_{HE_2} = 60 n_2 t = 60 \cdot 370 \cdot 20000 = 444000000.$$

Базовое число циклов: $N_{HO_1} = 20 \cdot 10^6$, $N_{HO_2} = 16 \cdot 10^6$.

При числе циклов напряжений больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимают коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$. Так как $N_{HE_1} > N_{HO_1}$, принимаем $K_{HL1} = 1$, так как $N_{HE_2} > N_{HO_2}$, принимаем $K_{HL2} = 1$.

Коэффициент безопасности $[S_H] = 1,15$.

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim b1} K_{HL1}}{[S_H]} = \frac{610 \cdot 1}{1,15} = 530,4 \text{ МПа;}$$

для зубьев колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim} b_2 K_{HL2}}{[S_H]} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ МПа.}$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 487 \text{ МПа.}$$

Для колес с твердостью поверхностей зубьев $HВ \leq 350$ при консольном расположении шестерни принимаем ориентировочное значение коэффициента $K_{H\beta} = 1,35$.

Принимаем по рекомендациям ГОСТ 12289-76 коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию $\psi_{bRe} = 0,285$.

Определяем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_3 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}} = 99 \cdot \sqrt[3]{\frac{129,11 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot 2}{487^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 189,5 \text{ мм,}$$

где для прямозубых передач $K_d = 99$.

Полученное значения d_{e2} округляем до ближайшего большего значения по ГОСТ 12289-76 (в мм):

$$d_{e2} = 200 \text{ мм.}$$

Принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 20$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{200}{40} = 5 \text{ мм.}$$

Углы делительных конусов

$$\delta_1 = \text{arcctg } u = \text{arcctg } 2 = 26^\circ 34';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 26^\circ 34' = 63^\circ 26'.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 5 \cdot \sqrt{20^2 + 40^2} = 111,8 \text{ мм.}$$

Длина зуба (ширина зубчатого венца)

$$b = \psi_{bRe} R_e = 0,285 \cdot 111,8 = 31,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 32 \text{ мм.}$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм.}$$

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2 \cdot (111,8 - 0,5 \cdot 32) \cdot \sin 26^\circ 34' = 85,73 \text{ мм.}$$

Средний делительный диаметр колеса

$$d_{m2} = d_{m1} u = 85,73 \cdot 2 = 171,46.$$

Внешние диаметры вершин шестерни и колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 26^\circ 34' = 108,94 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 200 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 63^\circ 26' = 204,47 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{85,73}{20} = 4,29 \text{ мм}.$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{32}{85,73} = 0,37.$$

Средняя окружная скорость колес

$$v = \frac{\omega_1 d_{m1}}{2} = \frac{77,45 \cdot 85,73}{2} = 3,32 \text{ м/с}.$$

Назначаем для конической передачи 7-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки определяем по формуле:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между прямыми зубьями, $K_{H\alpha} = 1,0$; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба, при консольном расположении шестерни по отношению к опорам, твердости $HВ < 350$ и $\psi_{bd} = 0,37$ $K_{H\beta} = 1,15$; коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, для прямозубых колес при окружной скорости $v < 5 \text{ м/с}$ и $HВ < 350$ $K_{H\nu} = 1,05$.

Таким образом,

$$K_H = 1,0 \cdot 1,15 \cdot 1,05 = 1,21.$$

Проверяем сопротивление усталости по контактным напряжениям

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{bu^2}} = \frac{335}{111,8 - 0,5 \cdot 32} \cdot \sqrt{\frac{129,11 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cdot \sqrt{(2^2 + 1)^3}}{32 \cdot 2^2}} = 408 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_H] = 487 \text{ МПа}$. Сопротивление усталости по контактным напряжениям обеспечено.

Силы в зацеплении:

окружная

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 67,2 \cdot 10^3}{85,73} = 1568,7 \text{ Н};$$

радиальная для шестерни, равная осевой для колеса

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 1568,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 26^\circ 34' = 510,6 \text{ Н};$$

осевая для шестерни, равная радиальной для колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 1568,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 26^\circ 34' = 255,5 \text{ Н}.$$

Для конических прямозубых передач проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{9_F b m} \leq [\sigma_F].$$

Определяем коэффициенты $K_{F\beta}$ и K_{Fv} . При $\psi_{bd} = 0,37$, твердости HB < 350 и консольном расположении шестерни относительно опор коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}=1,37$. Для 7-й степени точности конических колес значения коэффициента динамичности необходимо принимать такие; которые соответствуют 8-й степени точности цилиндрических зубчатых колес. При окружной скорости $v = 3,32$ м/с и HB < 350 $K_{Fv} = 1,45$.

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,37 \cdot 1,45 = 1,987.$$

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев.

Эквивалентное число зубьев шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 26^\circ 34'} = 22.$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{40}{\cos 63^\circ 26'} = 89,4.$$

При $z_{v1}=22$ $Y_{F1}=4,01$; при $z_{v2}=89,4$ $Y_{F2}=3,61$.

Определяем пределы выносливости (при отнулевом цикле), соответствующие базовому числу циклов. Для стали 40X улучшенной при твердости HB<350

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}.$$

Для шестерни:

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа};$$

Коэффициент безопасности определяем по формуле

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]''.$$

Для стали 40X при твердости HB 180..350 $[S_F]' = 1,75$.

Для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1,0$.

Тогда

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim b1}^0}{[S_F]} = \frac{486}{1,75} = 277,7 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim b2}^0}{[S_F]} = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ МПа.}$$

Находим отношения $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

для шестерни:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{277,7}{4,01} = 69,3 \text{ МПа;}$$

для колеса:

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,61} = 69,8 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев шестерни, так как найденное отношение для нее меньше.

Для прямозубых цилиндрических передач проверку сопротивления усталости при изгибе проводим по формуле, приняв коэффициент $\vartheta_F = 0,85$:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_F Y_{F1}}{\vartheta_F b m} = \frac{1568,7 \cdot 1,987 \cdot 4,01}{0,85 \cdot 32 \cdot 4,29} = 107,2 \text{ МПа,}$$

что меньше $[\sigma_{F1}] = 277,7 \text{ МПа}$.

Сопротивление усталости при изгибе обеспечено.

5 КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Выполнить расчет закрытой зубчатой передачи внешнего зацепления при заданных мощности, развиваемой колесом, P_2 (кВт), частоте вращения шестерни n_1 (об/мин), передаточном числе u , сроке службы передачи t (ч). Исходные данные представлены в табл. 5.1.

Таблица 5.1. Исходные данные

№ варианта	Тип передачи	P_2 , кВт	n_1 , об/мин	u	t , ч
1	цилиндрическая прямозубая	2	500	2	5000
2	цилиндрическая косозубая	2	500	2	5000
3	коническая прямозубая	2	500	2	5000
4	цилиндрическая прямозубая	3	500	2	5000
5	цилиндрическая косозубая	3	500	2	5000
6	коническая прямозубая	3	500	2	5000
7	цилиндрическая прямозубая	4	500	2,5	5000
8	цилиндрическая косозубая	4	500	2,5	5000
9	коническая прямозубая	4	500	2,5	5000
10	цилиндрическая прямозубая	5	700	2,5	5000
11	цилиндрическая косозубая	5	700	2,5	5000
12	коническая прямозубая	5	700	2,5	5000
13	цилиндрическая прямозубая	6	700	3,15	5000

Продолжение таблицы 5.1

№ варианта	Тип передачи	P_2 , кВт	n_1 , об/мин	u	t , ч
14	цилиндрическая косозубая	6	700	3,15	5000
15	коническая прямозубая	6	700	3,15	5000
16	цилиндрическая прямозубая	8	700	4	5000
17	цилиндрическая косозубая	8	700	4	5000
18	коническая прямозубая	8	700	4	5000
19	цилиндрическая прямозубая	10	700	4	5000
20	цилиндрическая косозубая	10	700	4	5000
21	коническая прямозубая	10	700	4	5000
22	цилиндрическая прямозубая	12	900	4	5000
23	цилиндрическая косозубая	12	900	4	5000
24	коническая прямозубая	12	900	4	5000
25	цилиндрическая прямозубая	2,5	900	5	5000
26	цилиндрическая косозубая	2,5	900	5	10000
27	коническая прямозубая	2,5	900	4	10000
28	цилиндрическая прямозубая	3,5	900	5	10000
29	цилиндрическая косозубая	3,5	900	5	10000
30	коническая прямозубая	3,5	900	4	10000
31	цилиндрическая прямозубая	4,5	600	5	10000
32	цилиндрическая косозубая	4,5	600	5	10000
33	коническая прямозубая	4,5	600	4	10000
34	цилиндрическая прямозубая	5,5	600	2	10000
35	цилиндрическая косозубая	5,5	600	2	10000
36	коническая прямозубая	5,5	600	2	10000
37	цилиндрическая прямозубая	6,5	600	2	10000
38	цилиндрическая косозубая	6,5	600	2	10000
39	коническая прямозубая	6,5	600	2	10000
40	цилиндрическая прямозубая	7,5	750	3,15	10000
41	цилиндрическая косозубая	7,5	750	3,15	10000
42	коническая прямозубая	7,5	750	3,15	10000
43	цилиндрическая прямозубая	8,5	750	3,15	10000
44	цилиндрическая косозубая	8,5	750	3,15	10000
45	коническая прямозубая	8,5	750	3,15	10000
46	цилиндрическая прямозубая	9,5	750	3,15	10000
47	цилиндрическая косозубая	9,5	750	3,15	10000
48	коническая прямозубая	9,5	750	3,15	10000
49	цилиндрическая прямозубая	10,5	950	4	10000
50	цилиндрическая косозубая	10,5	950	4	10000
51	коническая прямозубая	10,5	950	4	15000
52	цилиндрическая прямозубая	11,5	950	4	15000
53	цилиндрическая косозубая	11,5	950	4	15000

Продолжение таблицы 5.1

№ варианта	Тип передачи	P_2 , кВт	n_1 , об/мин	u	t , ч
54	коническая прямозубая	11,5	950	4	15000
55	цилиндрическая прямозубая	12,5	950	4	15000
56	цилиндрическая косозубая	12,5	950	4	15000
57	коническая прямозубая	12,5	950	4	15000
58	цилиндрическая прямозубая	14	950	5	15000
59	цилиндрическая косозубая	14	950	5	15000
60	коническая прямозубая	14	950	4	15000
61	цилиндрическая прямозубая	1,5	400	5	15000
62	цилиндрическая косозубая	1,5	400	5	15000
63	коническая прямозубая	1,5	400	4	15000
64	цилиндрическая прямозубая	7	400	5	15000
65	цилиндрическая косозубая	7	400	5	15000
66	коническая прямозубая	7	400	4	15000
67	цилиндрическая прямозубая	9	400	2,5	15000
68	цилиндрическая косозубая	9	400	2,5	15000
69	коническая прямозубая	9	400	2,5	15000
70	цилиндрическая прямозубая	2	300	2,5	15000
71	цилиндрическая косозубая	2	300	2,5	15000
72	коническая прямозубая	2	300	2,5	15000
73	цилиндрическая прямозубая	3	300	2,5	15000
74	цилиндрическая косозубая	3	300	2,5	15000
75	коническая прямозубая	3	300	2,5	15000
76	цилиндрическая прямозубая	4	300	3,15	20000
77	цилиндрическая косозубая	4	300	3,15	20000
78	коническая прямозубая	4	300	3,15	20000
79	цилиндрическая прямозубая	5	300	3,15	20000
80	цилиндрическая косозубая	5	300	3,15	20000
81	коническая прямозубая	5	300	3,15	20000
82	цилиндрическая прямозубая	6	550	3,15	20000
83	цилиндрическая косозубая	6	550	3,15	20000
84	коническая прямозубая	6	550	3,15	20000
85	цилиндрическая прямозубая	8	550	2	20000
86	цилиндрическая косозубая	8	550	2	20000
87	коническая прямозубая	8	550	2	20000
88	цилиндрическая прямозубая	10	550	2	20000
89	цилиндрическая косозубая	10	550	2	20000
90	коническая прямозубая	10	550	2	20000
91	цилиндрическая прямозубая	12	650	2	20000
92	цилиндрическая косозубая	12	650	2	20000
93	коническая прямозубая	12	650	2	20000

Продолжение таблицы 5.1

№ варианта	Тип передачи	P_2 , кВт	n_1 , об/мин	u	t , ч
94	цилиндрическая прямозубая	2,5	650	4	20000
95	цилиндрическая косозубая	2,5	650	4	20000
96	коническая прямозубая	2,5	650	4	20000
97	цилиндрическая прямозубая	3,5	650	4	20000
98	цилиндрическая косозубая	3,5	650	4	20000
99	коническая прямозубая	3,5	650	4	20000
100	цилиндрическая прямозубая	4,5	650	4	20000

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 50 с.
2. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 70 с.
3. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 3 с.
4. ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 3 с.
5. ГОСТ 12289-76. Передачи зубчатые конические. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 5 с.
6. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 127 с.
7. Дробот В. А. Прикладная механика / В. А. Дробот, А. С. Брусенцов. — Санкт-Петербург: Лань, 2022. - 180 с. - ISBN 978-5-507-44427-4. - Текст: электронный// Лань: электронно библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/>.
8. Мельчаков В.А. Детали машин: учебник / М. А. Мельчаков, В. А. Власов, С. М. Поляков, О. Б. Лисовская. - Киров: ВятГУ, 2023. - 272 с. - Текст : электронный // Лань: электронно библиотечная система. - URL: <https://e.lanbook.com/book/390695>.
9. Гулиа Н. В. Детали машин: учебник / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков. - 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург: Лань, 2022. - 416 с. - ISBN 978-5-8114-1091-0. - Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. - URL: <https://e.lanbook.com/book/211154>.
10. Гилета В. П. Детали машин. Расчет и проектирование механических передач: учебное пособие / В. П. Гилета, Ю. В. Ванаг, Н. А. Чусовитин. — Новосибирск: НГТУ, 2017. - 116 с. - ISBN 978 5-7782-3439-0. - Текст: электронный// Лань: электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/118134>.
11. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Справочное учебно–методическое пособие. М: Высшая школа 2005. – 308с.
12. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для сред. спец. учеб. заведений/ под ред. Д.В. Чернавского. – М.: Альянс, 2005. – 415с.

