

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
**«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра «Механика и конструирование машин»

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

Учебно-методическое пособие

Уфа 2013

В учебно-методическом пособии приведены справочные данные и методики расчетов с учетом требований ГОСТ 21354-87. В учебных целях введены некоторые упрощения расчетов. Термины, обозначения и единицы измерений физических величин даются в соответствии с рекомендациями ИСО.

Предназначены в помощь студентам при выполнении домашних заданий и учебных проектов приводов в курсе «Детали машин и основы конструирования».

Составители: Сулейманов А.С., доц., канд. техн. наук
Щеглов Э.А., проф., канд. техн. наук

Рецензент Васильев В.В., доц., канд. техн. наук

СОДЕРЖАНИЕ

1 Последовательность расчетов передач в многоступенчатых редукторах. . . .	2
2 Методики расчетов цилиндрических зубчатых передач по контактной и изгибной прочности зубьев	4
2.1 Методика расчета закрытой цилиндрической передачи	4
2.2 Методика расчета закрытой цилиндрической передачи при вписывании в заданное межосевое расстояние	19
2.3 Методика расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи	20
3 Методики расчетов конических прямозубых передач по контактной и изгибной прочности зубьев	21
3.1 Методика расчета закрытой конической прямозубой передачи	21
3.2 Методика расчета открытой конической прямозубой передачи	23
4 Методика расчета червячной передачи с цилиндрическим червяком	25
Список использованной литературы	31

1 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТОВ ПЕРЕДАЧ В МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРАХ

В коробках передач (рисунок 1.1), двухступенчатом соосном редукторе (рисунок 1.2), а также в двух- и трехпоточных редукторах с цилиндрическими колесами расчет передач начинают с более нагруженной тихоходной ступени Z_3-Z_4 по методике, приведенной в разделе 2.1. Затем передачу Z_5-Z_6 и быстроходную ступень Z_1-Z_2 вписывают в межосевое расстояние, найденное в результате прочностного расчета пары Z_3-Z_4 . Методика такого расчета приведена в разделе 2.2.

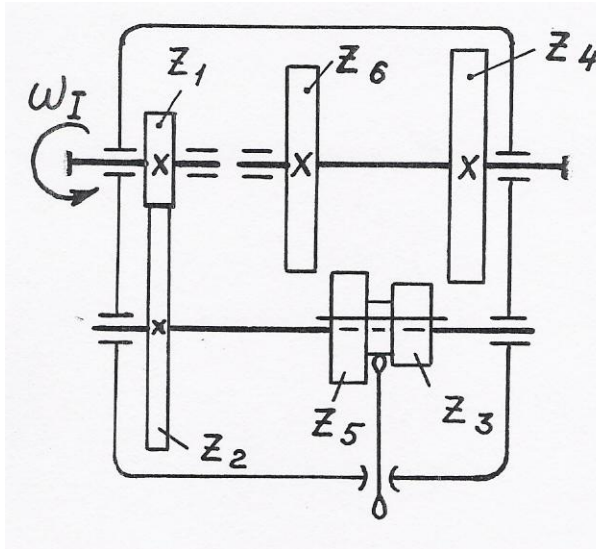


Рисунок 1.1

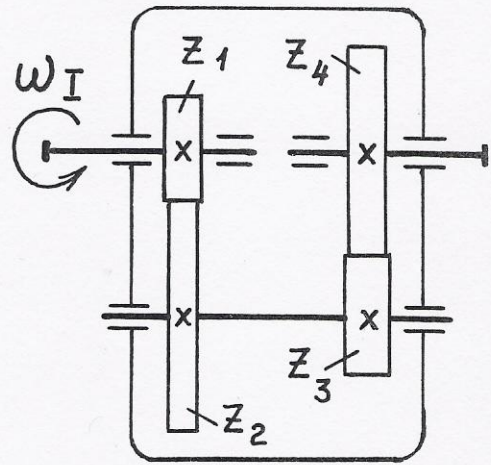


Рисунок 1.2

В червячно-цилиндрических и коническо-цилиндрических раздаточных редукторах (рисунок 1.3) расчет начинают с червячной и конической передач. Тихоходная цилиндрическая передача Z_3-Z_4 в этих редукторах, как правило, вписывается в межосевое расстояние, определяемое конструктивно из условия возможности размещения ведомого колеса Z_2 быстроходной ступени между валами II и III.

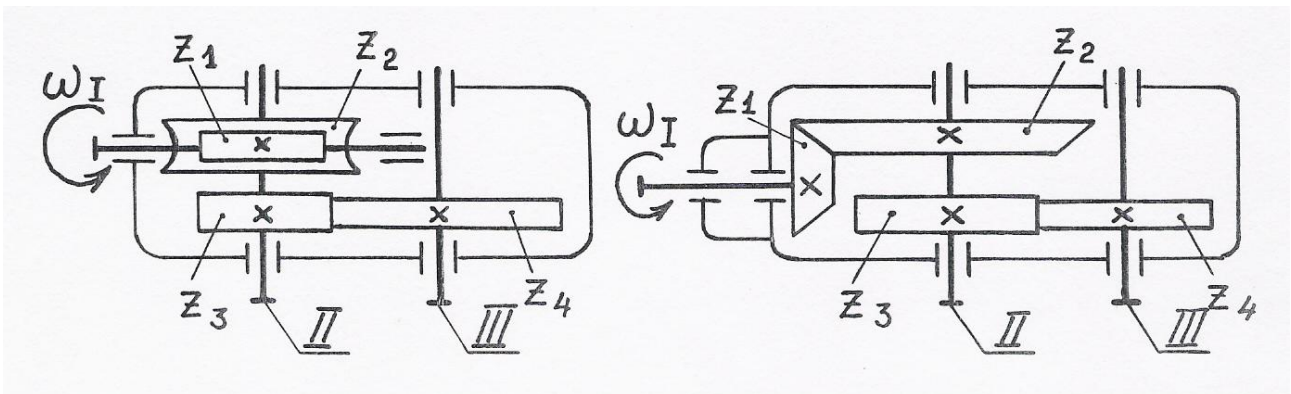
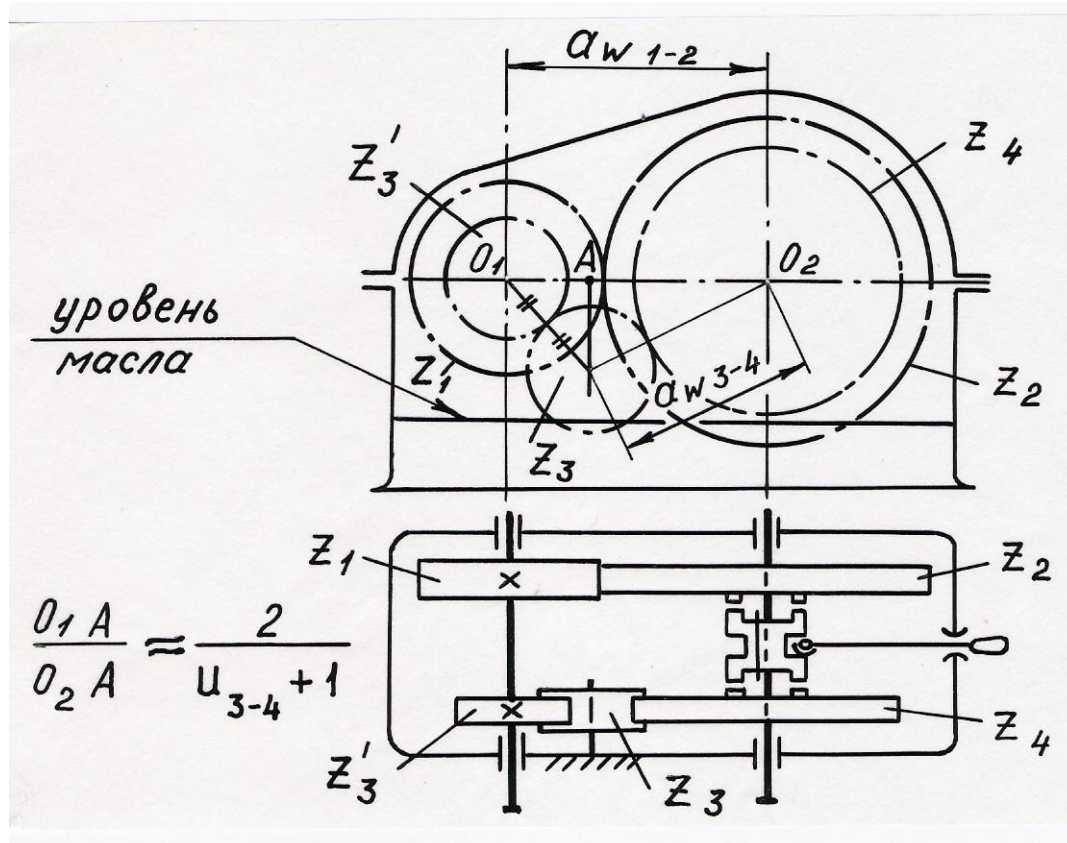


Рисунок 1.3

Зазор между колесом 2 и валом III можно задать примерно 10 мм. Радиус выходного вала в миллиметрах можно определить по формуле $r \approx 3\sqrt[3]{T_4}$, где T_4 - вращающий момент на валу колеса Z_4 в Н·м.

В редукторах с реверсом (рисунок 1.4), для уменьшения числа рассчитываемых передач, делительный диаметр колеса Z'_3 можно принять равным делительному диаметру паразитного колеса Z_3 . В этом случае расчет начинают с передачи Z_1 - Z_2 по методике, приведенной в разделе 2.1. Затем, ориентируясь на радиус второго колеса, задают уровень масла. Для расчета передачи Z_3 - Z_4 по методике, приведенной в разделе 2.2, межосевое расстояние a_{w34} определяют геометрическим построением из условия примерно одинакового погружения в масло колеса Z_2 и паразитной шестерни Z_3 . Ориентировочное положение центра колеса Z_3 можно найти по соотношениям, приведенным на рисунке 1.4.



U_{3-4} — передаточное число передачи Z_3 - Z_4

Рисунок 1.4

2 МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

2.1 Методика расчета закрытой цилиндрической передачи

Ниже приняты следующие индексы для буквенных значений расчетных параметров:

F - относящийся к изгибной прочности;

H - относящийся к контактной прочности;

1- относящийся к шестерне (колесу с меньшим числом зубьев);

2 - относящийся к колесу (колесу с большим числом зубьев).

Отсутствие цифрового индекса означает отношение к любому зубчатому колесу передачи.

Исходные данные:

T_1 - вращающий момент на меньшем колесе, Н·м ;

n_1 - частота вращения меньшего колеса, об / мин ;

u - передаточное число зубчатой передачи ;

L_h - требуемый ресурс передачи, ч ;

β - делительный угол наклона линии зуба, град. (Задается $\beta = 0^\circ$ для прямозубых, $\beta = 8-25^\circ$ для косозубых и $\beta = 25-40^\circ$ для шевронных колес);

- кинематическая схема зубчатого механизма ;

- режим нагружения (постоянный или переменный) ;

- объем производства.

Проектировочный расчет из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев (служит только для предварительного определения размеров колес и должен обязательно сопровождаться проверочным расчетом по ГОСТ 21354-87):

2.1.1 Задают материал и твердость рабочих поверхностей зубьев.

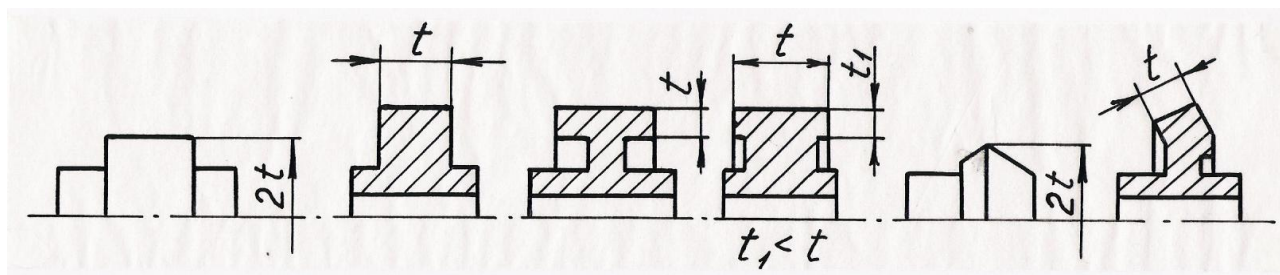
Стали, рекомендуемые для цилиндрических и конических колес, виды их термообработки и механические характеристики приведены в таблице 2.1.

При проектировании приводов можно рекомендовать следующие варианты термообработки [2]:

1) термообработка шестерни - улучшение до средней твердости $H_1=285\text{HB}$, колеса - улучшение до средней твердости $H_2=248\text{HB}$. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45, 40X, 40XH, 35XM и др. Ориентировочное значение допускаемого контактного напряжения при расчете на выносливость (при коэффициенте долговечности $Z_N=1$) $[\sigma_H] \approx 510-520\text{ МПа}$;

2) термообработка шестерни - закалка ТВЧ ($H_1=48\text{HRC}_\text{э}$), колеса - улучшение ($H_2=285\text{HB}$). Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X, 40XH, 35XM и др. $[\sigma_H] \approx 580-590\text{ МПа}$;

Таблица 2.1



Марка стали	Термическая обработка	Твердость при размере $t \leq t_{\max}$			σ_T , МПа	σ_B , МПа	$\sigma_{H\lim b}$, МПа	$\sigma_{H\lim b}^0$, МПа	Y_g	Y_d	$[S_F]$
		поверхности	сердцевины	$t_{\max}$, мм							
45	Нормализация	170-217 HB	170-217 HB	80	340	620	$2H_{HB}+70$	$1,75H_{HB}$	1,1	1,2	1,7
-"	Улучшение	235-262 HB	235-262 HB	80	540	800	-"	-"	1,1	1,2	1,7
-"	-"	269-302 HB	269-302 HB	50	650	900	-"	-"	1,1	1,2	1,7
40X	-"	235-262 HB	235-262 HB	125	640	880	-"	-"	1,1	1,2	1,7
-"	-"	269-302 HB	269-302 HB	80	750	940	-"	-"	1,1	1,2	1,7
-"	Закалка ТВЧ	45-50 HRCэ	269-302 HB	80	750	950	$17H_{HRCэ}+200$	580	0,8	1,1	1,7
-"	Азотирование	50-59 HRCэ	26-30 HRCэ	60	800	1000	1050	630	1,0	1,0	1,7
40XH,35XM	Улучшение	235-262 HB	235-262 HB	200	630	860	$2H_{HB}+70$	$1,75 H_{HB}$	1,1	1,2	1,7
-"	-"	269-302 HB	269-302 HB	125	750	950	-"	-"	1,1	1,2	1,7
-"	Закалка ТВЧ	48-53 HRCэ	269-302 HB	125	750	950	$17H_{HRCэ}+200$	580	0,8	1,1	1,7
20X,12XH3A	Цементация	56-63 HRCэ	300-400 HB	125	800	950	$23H_{HRCэ}$	800	0,7	1,2	1,6
38XMЮА	Азотирование	57-67 HRCэ	30-35 HRCэ	-	900	1050	1050	680	1,0	1,0	1,7

Примечания

1 H_{HB} , $H_{HRCэ}$ – средние твердости поверхностей зубьев в единицах HB и HRCэ. $1 HRCэ \approx 10 HB$.

2 Указанные в таблице значения твердостей не гарантируются при превышении размеров t (для различных заготовок колес, представленных на рисунке над таблицей) предельного значения $t_{\max}$, приведенного в таблице.

3) термообработка шестерни и колеса - закалка ТВЧ ($H_1=H_2=48$ HRCэ). Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X, 40XH, 35XM и др. $[\sigma_H] \approx 845-875$ МПа;

4) термообработка шестерни - цементация ($H_1=60$ HRCэ), колеса - закалка ТВЧ ($H_2=48$ HRCэ). Материал шестерни - стали марок: 20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A и др. Материал колеса - стали марок: 40X, 40XH, 35XM и др. $[\sigma_H] \approx 845-875$ МПа;

5) термообработка шестерни и колеса - цементация ($H_1=H_2=60$ HRCэ). Марки сталей шестерни и колеса: 20X, 20XH2M, 12XH3A, 25XГМ и др. $[\sigma_H] \approx 1140-1160$ МПа. Кроме цементации возможно применение нитроцементации или азотирования.

При выборе варианта термообработки надо учитывать следующее:

1) высокотвердые материалы ($H > 350$ HB) плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышения жесткости валов и опор. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термической обработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные трудоемкие операции: шлифовка, притирка, обкатка и т.п. Эти трудности проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового производства, когда окупаются затраты на специальное оборудование, инструменты и приспособления. Мастерские предприятий нефтяного профиля оснащены, как правило, только универсальным металлорежущим оборудованием;

2) нарезание зубьев колес невысокой твердости ($H \leq 350$ HB) возможно и после термообработки. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Колеса из таких материалов хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуется назначать больше твердости колеса на 30-40 HB. Технологические преимущества материала при $H \leq 350$ HB обеспечили ему широкое применение в условиях индивидуального и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

Учитывая вышеизложенное, при курсовом проектировании можно рекомендовать первый вариант термообработки.

2.1.2 Определяют допустимое контактное напряжение $[\sigma_H]_p$, не вызывающее опасной контактной усталости материалов колес.

Допускаемое напряжение определяют для материалов шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$. За расчетное допустимое напряжение $[\sigma_H]_p$ принимают :

- для прямозубых цилиндрических и конических передач меньшее из них;
 - для косозубых и шевронных передач $[\sigma_H]_p = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$. При выходе $[\sigma_H]_p$ за пределы интервала $(1 \dots 1,23)[\sigma_H]_{\min}$ принимают ближайшее крайнее значение интервала, где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из значений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{[S_H]} \cdot Z_R \cdot Z_X \cdot Z_V, \quad (2.1)$$

где σ_{Hlimb} - базовый предел контактной выносливости материалов зубьев, МПа (таблица 2.1);

$[S_H]$ - минимальный коэффициент запаса прочности;

$[S_H] = 1,1$ - при нормализации, улучшении, объемной закалке;

$[S_H] = 1,2$ - при поверхностной закалке, цементации, азотировании;

Z_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса (вычисляют по формуле (2.2));

Z_R - коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев;

Z_X - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса;

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес.

При проектировочном расчете передачи принимают $Z_R \cdot Z_X \cdot Z_V = 0,9$.

При проверочном расчете Z_R принимают по тому колесу пары, зуб которого имеет большую шероховатость:

$Z_R = 1,00$ при Ra св. 0,63 до 1,25 мкм ;

$Z_R = 0,95$ при Ra св. 1,25 до 2,50 мкм ;

$Z_R = 0,90$ при Ra св. 2,50 до 10,0 мкм .

В редукторах общего назначения параметр шероховатости боковых поверхностей зубьев рекомендуется назначать: $Ra \leq 3,2$ мкм при 8 степени точности передачи и $Ra \leq 1,6$ мкм при 7 степени.

Коэффициент $Z_X = 1$ при делительном диаметре колеса $d < 700$ мм.

При $d \geq 700$ мм $Z_X = \sqrt{1,07 - 0,0001d}$.

Коэффициент $Z_V = 1$ при окружной скорости колес $V \leq 5$ м/с.

При $V > 5$ м/с и H_1 или $H_2 \leq 350$ НВ $Z_V = 0,85 \cdot V^{0,1}$.

При $V > 5$ м/с, H_1 и $H_2 > 350$ НВ $Z_V = 0,925 \cdot V^{0,05}$.

Коэффициент долговечности Z_N вычисляют по формуле

$$Z_N = q_H \sqrt{\frac{N_{Hlimb}}{N_{HE}}}, \text{ причем } 0,75 \leq Z_N \leq Z_{Nmax}, \quad (2.2)$$

где N_{Hlimb} - базовое число циклов напряжений, соответствующее перелому кривой усталости.

Для стальных материалов $N_{Hlimb} = 30 \cdot (H_{HB})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$;

N_{HE} - эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений (вычисляют по формуле (2.3));

q_H - показатель степени кривой усталости при расчете на контактную выносливость.

Для стальных колес $q_H = 6$ при $N_{HE} \leq N_{Hlimb}$, $q_H = 20$ при $N_{HE} > N_{Hlimb}$;

Z_{Nmax} - предельное значение Z_N , задаваемое для предотвращения пластических деформаций у поверхности зуба.

$Z_{Nmax} = 2,6$ при нормализации, улучшении, объемной закалке;

$Z_{Nmax} = 1,8$ при поверхностной закалке, цементации, азотировании.

$$N_{HE} = N_K \cdot \mu_H, \quad (2.3)$$

где N_K - число циклов напряжений в течение отработки заданного ресурса передачи (вычисляют по формуле (2.4));

μ_H - коэффициент, учитывающий форму циклограммы нагружения.

$\mu_H = 1$ - при постоянном режиме нагружения (одноступенчатая циклограмма моментов). При переменном режиме нагружения (ступенчатая циклограмма моментов) μ_H вычисляют по формуле (2.5).

$$N_K = 60 \cdot L_h \cdot n \cdot j, \quad (2.4)$$

где j - число вхождений рассчитываемой стороны зуба в зацепление за один оборот колеса (численно равно числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым).

$$\mu_H = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{MAX}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right], \quad (2.5)$$

где T_i , n_i , L_{hi} - вращающий момент на i – й ступени нагружения, соответствующие ему частота вращения вала и продолжительность действия;

T_{MAX} , n - наибольший момент из длительно действующих (номинальный) и соответствующая ему частота вращения.

2.1.3 Определяют ориентировочное значение межосевого расстояния из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев, мм

$$a'_w \geq K_a \cdot (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_p^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.6)$$

где K_a - вспомогательный коэффициент, равный 495 для прямозубых и 430 для косозубых и шевронных передач со стальными колесами;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (в учебных проектах можно определить приближенно по таблице 2.3);

Ψ'_{ba} - предварительное значение коэффициента ширины венца относительно межосевого расстояния.

$$\Psi'_{ba} = \frac{2 \Psi'_{bd}}{u + 1},$$

где Ψ'_{bd} - предварительное значение коэффициента ширины венца относительно диаметра, задают по таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Рекомендуемые значения Ψ'_{bd} и Ψ_{bm}

Параметр	Расположение колеса относительно опор	Твердость поверхностей зубьев	
		H_1 или $H_2 \leq 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
$\Psi'_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	Симметричное	0,8 – 1,4	0,4 – 0,9
	Несимметричное	0,6 – 1,2	0,3 – 0,6
	Консольное	0,3 – 0,4	0,2 – 0,3
$\Psi_{bm} = \frac{b_w}{m}$	Для редукторов с достаточно жесткими валами	25 – 30 не более	15 – 20 не более
Примечания 1 Ψ_{bm} - коэффициент ширины венца относительно модуля. 2 Большие значения для постоянных нагрузок, жестких валов и более высокой степени точности. 3 Для открытых передач и для подвижных колес коробок передач $\Psi'_{bd} = 0,20 - 0,25$; $\Psi_{bm} = 10 - 15$. 4 Для косозубых передач значение Ψ'_{bd} можно увеличить в 1,2 раза; для шевронных, при b_w равной сумме полушевронов, в 1,3 - 1,4 раза.			

2.1.4 Определяют числа зубьев колес

$$Z_1 = \frac{\Psi_{bm}}{\Psi'_{bd}} \geq Z_{1 \min}; \quad Z_2 = Z_1 \cdot u \geq Z_{2 \min},$$

где Ψ_{bm} - коэффициент ширины венца относительно модуля зубьев, задают по таблице 2.2.

$Z_{\min}$ - наименьшее число зубьев, свободное от подрезания номинальной исходной производящей рейкой.

$$Z_{\min} = \frac{2 \cdot (1 - X) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t},$$

где X - коэффициент смещения исходного контура;
 α_t - угол профиля в торцовом сечении, град.

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где $\alpha = 20$ - угол профиля исходного контура по ГОСТ 13755-81.

При учебном проектировании X задается равным нулю студентами немеханических специальностей. Остальными - по указанию преподавателя. При $X \neq 0$ он задается из условия обеспечения максимума нагрузочной способности передачи согласно рекомендациям [6] или [7].

2.1.5 Округлив Z_1 и Z_2 до целого числа, уточняют значение передаточного числа $u = Z_2 / Z_1$. Отклонение не должно превышать $\pm 4\%$.

Таблица 2.3 – Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

[illegible]

2.1.6 Определяют делительный нормальный модуль зубьев, мм

$$m = \frac{2 a'_w \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{\cos \alpha_{tw}}{\cos \alpha_t}, \quad (2.7)$$

где α_{tw} - угол зацепления, град.

При $X_1 + X_2 = 0$ и $\beta = 0^\circ$ $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$.

При $X_1 + X_2 = 0$ и $\beta \neq 0$ $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

$$\text{При } X_1 + X_2 \neq 0 \quad \text{inv} \alpha_{tw} = \text{inv} \alpha_t + \frac{2 (X_1 + X_2) \cdot \text{tg} \alpha}{Z_1 + Z_2}. \quad (2.8)$$

В последнем случае угол зацепления α_{tw} в радианах можно определить по эвольвентному углу $\text{inv} \alpha_{tw}$ по справочным таблицам из [6] или согласно выражению $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$.

2.1.7 Округляют модуль до ближайшего стандартного (таблица 2.4).

При необходимости согласно формуле (2.7) корректируют β или α_{tw} .

Таблица 2.4 - Стандартный ряд модулей по ГОСТ 9563-60

Ряд	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28
Примечание - Модули первого ряда предпочтительней.	

2.1.8 Уточняют значение межосевого расстояния при стандартном модуле, с точностью до сотых долей мм

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}. \quad (2.9)$$

2.1.9 Уточняют значение коэффициента ширины зубчатого венца

$$\Psi_{ba} = \Psi'_{ba} \cdot \left(\frac{a'_w}{a_w} \right)^3.$$

2.1.10 Определяют рабочую ширину венца зубчатой передачи и округляют до целого числа, мм

$$b_w = a_w \cdot \Psi_{ba}.$$

2.1.11 Определяют геометрические и кинематические параметры передачи:

$$\text{- делительные диаметры, мм} \quad d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta}, \quad d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta};$$

$$\text{- начальные диаметры, мм} \quad d_{w1} = \frac{2 a_w \cdot Z_1}{Z_1 + Z_2}, \quad d_{w2} = \frac{2 a_w \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2};$$

- диаметры впадин, при нарезании реечным инструментом, мм
 $d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - X_1), \quad d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - X_2);$
- диаметры вершин, из условия постоянства радиальных зазоров, мм
 $d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 0,5m, \quad d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 0,5m;$
- коэффициент торцового перекрытия (по приближенной формуле)

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

- осевой шаг зубьев, мм $P_x = \pi \cdot m / \sin \beta;$
- коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b_w / P_x$ (при $\beta=0$ $\varepsilon_\beta = 0$);
- суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta;$
- основной угол наклона линии зуба, град $\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos \alpha) ;$
- окружные скорости колес на начальных цилиндрах, м/с

$$V_{w2} = V_{w1} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} .$$

2.1.12 Назначают степень точности передачи по ГОСТ 1643-81.

Для редукторов общего назначения при современном уровне развития техники экономически оправданы седьмая (нормальная) и восьмая (пониженная) степени точности, в т.ч. и степени точности по нормам плавности работы. При назначении степени точности необходимо учесть ограничение по окружной скорости колес. Передачи **восьмой** степени точности могут эксплуатироваться при скорости V не более **6 м/с** - для прямозубых колес и не более **10 м/с** - для косозубых. Передачи **седьмой** степени точности при скорости V не более **10 м/с** - для прямозубых колес и не более **20 м/с** - для косозубых.

Проверочный расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

2.1.13 Определяют расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_w \cdot d_2}}, \quad (2.10)$$

где Z_E - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;
 Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (влияние радиусов кривизны поверхностей) и переход от нормальной силы на начальном цилиндре к окружной на делительном);

Z_ε - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

F_t - окружная сила на делительном цилиндре в окружном сечении, Н (для конических передач - на среднем делительном диаметре).

$$F_t = 2000 \cdot T_1 / d_1;$$

K_H - коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям (вычисляют по формуле (2.11)).

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi \cdot (1 - \nu^2)}} ,$$

где E - модуль упругости материалов колес; ν - коэффициент Пуассона.

Для стальных материалов, при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $\nu = 0,3$, $Z_E = 190$.

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} , \quad \text{при } \beta = 0 \quad X_1 = X_2 = 0 \quad Z_H = 2,5.$$

$$\text{При } \beta = 0 \text{ и } \varepsilon_\beta = 0 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (\text{прямозубые передачи}) ;$$

$$\text{при } \beta \neq 0 \text{ и } \varepsilon_\beta < 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} ;$$

$$\text{при } \beta \neq 0 \text{ и } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} .$$

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} , \quad (2.11)$$

где K_A - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (неучтенную в циклограмме нагружения). $K_A = 1$, т.к. в заданиях на курсовое проектирование привода мощность на выходном валу привода задана с учетом динамической составляющей внешней нагрузки;

K_{HV} - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (при учебном проектировании можно вычислить по приближенной формуле (2.12));

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Для цилиндрических передач определяют по таблице 2.3, при фактическом значении $\Psi_{bd} = b_w/d_{w1}$. Для конических - по таблице 3.1;

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. $K_{H\alpha} = 1$ для прямозубых передач. Для косозубых передач при учебном проектировании можно принять $K_{H\alpha} \approx 1,35$.

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A} , \quad (2.12)$$

где W_{HV} - удельная окружная динамическая сила, Н/мм. Для конических передач в формулу (2.13) вместо a_w подставляют R .

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} , \quad (2.13)$$

где δ_H - коэффициент, учитывающий влияние твердости поверхностей зубьев и вида зубчатой передачи, определяют по таблице 2.5;

g_0 - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса, определяют по таблице 2.6. Для конических передач значения g_0 принимают на одну степень точности грубее, чем в таблице 2.6.

Таблица 2.5

Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	δ_H
При $H_1 \leq 350$ HB или $H_2 \leq 350$ HB	Прямые	0,06
	Косые	0,02
При $H_1 > 350$ HB и $H_2 > 350$ HB	Прямые	0,14
	Косые	0,04

Таблица 2.6 – Значение коэффициента g_0

Модуль m , мм	При степени точности по нормам плавности работы					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	2,8	3,8	4,7	5,6	7,3	10,0
Св. 3,55 до 10	3,1	4,2	5,3	6,1	8,2	11,0
Св. 10	3,7	4,8	6,4	7,3	10,0	13,5

Таблица 2.7 – Предельные значения W_{HV} и W_{FV} , Н/мм

Модуль m , мм	При степени точности по нормам плавности работы					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	85	160	240	380	700	1200
Св. 3,55 до 10	105	194	310	410	880	1500
Св. 10	150	250	450	590	1050	1800

Скорость колес V в формулу (2.13) подставляют в м/с. Если значение W_{HV} , вычисленное по формуле (2.13), превышает предельное значение, указанное в таблице 2.7, его следует принимать равным этому предельному значению. Для конических передач предельное значение принимают на одну степень точности грубее, чем в таблице 2.7.

2.1.14 Уточняют коэффициенты Z_R, Z_X, Z_V (см. с.7), которые при проектировочном расчете (см. п. 2.1.2) задавались приближенно и определяют уточненное значение расчетного допускаемого контактного напряжения, МПа

$$[\sigma_H]_p^{UT} = [\sigma_H]_p \cdot \frac{Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{0,9} \quad (2.14)$$

2.1.15 Проверяют сопротивления активных поверхностей зубьев контактной усталости

$$\sigma_H \leq 1,05 \cdot [\sigma_H]_p^{UT}$$

При невыполнении этого условия увеличивают a_w передачи (см. п. 2.1.8)

за счет увеличения модуля зубьев m до следующего стандартного значения, сохраняя при этом ранее полученное значение рабочей ширины венца b_w . Повторяют расчеты с пункта 2.1.11.

Проверочный расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе

2.1.16 Определяют напряжения изгиба в опасных сечениях на переходных поверхностях зубьев шестерни и колеса, МПа

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (2.15)$$

где b - ширина венца зубчатого колеса, мм. В цилиндрических передачах:

$$b_2 = b_w, \quad b_1 = b_w + (3 \dots 4) \text{ мм. В конических - } b_1 = b_2 = b_w;$$

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений.

Определяют по таблице 2.8: для косозубых и шевронных цилиндрических колес - по числу зубьев эквивалентного колеса $Z_v = Z / \cos^3 \beta$; для конических прямозубых колес - по $Z_v = Z / \cos \delta$;

Y_β - коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta / 120^\circ \geq 0,7;$$

Y_ε - коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев. $Y_\varepsilon = 1$ для прямозубых передач. Для косозубых: при $\varepsilon_\beta < 1$ $Y_\varepsilon = 0,2 + 0,8 / \varepsilon_\alpha$, при $\varepsilon_\beta \geq 1$ $Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha$;

K_F - коэффициент нагрузки при расчете на изгиб (вычисляют по формуле (2.16)).

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (2.16)$$

где K_{FV} - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчете на изгиб (вычисляют по формуле (2.17)):

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Определяют по таблице 2.3 - для цилиндрической передачи, по таблице 3.1 - для конической;

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых передач. Для косозубых и шевронных передач, при учебном проектировании, можно принять $K_{F\alpha} \approx 1,35$.

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A}, \quad (2.17)$$

где W_{FV} - удельная окружная динамическая сила при расчете на изгиб, Н/мм. Для конических передач в формулу (2.18) вместо a_w подставляют значение R .

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (2.18)$$

где δ_F - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи;

$\delta_F = 0,16$ - для прямозубых передач; $\delta_F = 0,06$ - для косозубых и шевронных.

Если значение W_{FV} , вычисленное по формуле (2.18), превышает предельное значение, указанное в таблице 2.7, его следует принимать равным предельному значению. Для конических передач предельное значение принимают на одну степень точности грубее, чем в таблице 2.7.

Таблица 2.8 - Значения коэффициента Y_F

Числа зубьев Z	Коэффициент смещения X								
	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
14	-	-	-	-	4,00	3,82	3,63	3,46	3,20
17	-	-	4,28	4,08	3,88	3,73	3,58	3,45	3,32
20	4,50	4,29	4,08	3,93	3,78	3,67	3,56	3,45	3,35
25	4,22	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,53	3,45	3,37
30	4,02	3,91	3,80	3,72	3,64	3,58	3,52	3,46	3,40
40	3,86	3,78	3,70	3,65	3,60	3,55	3,51	3,47	3,42
50	3,76	3,70	3,65	3,62	3,58	3,55	3,52	3,48	3,44
60	3,70	3,66	3,62	3,60	3,57	3,55	3,53	3,50	3,46
80	3,65	3,62	3,60	3,60	3,57	3,55	3,54	3,51	3,49
100	3,62	3,61	3,60	3,59	3,58	3,57	3,55	3,52	3,50
200	3,61	3,60	3,60	3,60	3,60	3,59	3,59	3,57	3,55

2.1.17 Определяют допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее усталостной поломки зуба, МПа

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_N}{[S_F]} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d, \quad (2.19)$$

где σ_{Flimb}^0 - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа (см. таблицу 2.1);

$[S_F]$ - минимальный коэффициент запаса прочности (см. таблицу 2.1);

Y_N - коэффициент долговечности, вычисляют по формуле (2.20);

Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности. $Y_R = 1$ - для неполированных зубьев. Для полированных зубьев: $Y_R = 1,2$ - при нормализации, улучшении, закалке ТВЧ всего объема зуба; $1,05$ - при закалке ТВЧ только поверхностного слоя зуба, цементации, азотировании;

Y_X - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d;$$

Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. $Y_A = 1$ - при одностороннем приложении нагрузки к зубу. При двустороннем приложении нагрузки: $Y_A = 0,65$ - при нормализации и улучшении; $0,75$ - при цементации и закалке; $0,9$ - при азотировании;

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

литых заготовок;

Y_g - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба. $Y_g = 1$ -если переходная поверхность зубьев не шлифуется, в противном случае -задают по таблице 2.1;

Y_d - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности. $Y_d = 1$, если переходная поверхность зубьев не подвергается деформационному упрочнению или электрохимической обработке, в противном случае -задают по таблице 2.1.

Коэффициент долговечности Y_N определяют по формуле

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ limb}}}{N_{FE}}}, \quad \text{причем } 1 \leq Y_N \leq Y_{N \text{ max}}, \quad (2.20)$$

где $N_{F \text{ limb}} = 4 \cdot 10^6$ - базовое число циклов напряжений;

N_{FE} - эквивалентное число циклов напряжений изгиба, вычисляют по формуле (2.21):

q_F - показатель степени кривой усталости при расчете на сопротивление усталости при изгибе. Для стальных зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью $q_F = 6$. Для стальных колес с нешлифованной переходной поверхностью: $q_F = 6$ -для колес с термообработкой -улучшение, нормализация, объемная закалка, закалка ТВЧ зубьев с модулем $m \leq 3$ мм; $q_F = 9$ -при термообработке -цементация, нитроцементация, азотирование, закалка ТВЧ зубьев с $m > 3$ мм;

$Y_{N \text{ max}}$ -предельное значение Y_N .

При $q_F = 6$ $Y_{N \text{ max}} = 4$, при $q_F = 9$ $Y_{N \text{ max}} = 2,5$.

$$N_{FE} = N_K \cdot \mu_F, \quad (2.21)$$

где N_K - вычисляют по формуле (2.4). $N_K = 60 \cdot L_h \cdot n \cdot j$;

μ_F - коэффициент, учитывающий форму циклограммы нагружения.

$\mu_F = 1$ -при постоянном режиме нагружения (одноступенчатая циклограмма моментов). При переменном режиме нагружения (ступенчатая циклограмма моментов) μ_F вычисляют по формуле (2.22).

$$\mu_F = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\text{MAX}}} \right)^{q_F} \cdot \frac{n_i \cdot L_{hi}}{n \cdot L_h} \right], \quad (2.22)$$

где T_i , n_i , L_{hi} - вращающий момент на i – той ступени нагружения, соответствующие ему частота вращения вала и продолжительность действия;

T_{MAX} , n - наибольший момент из длительно действующих (номинальный) и соответствующая ему частота вращения.

2.1.18 Проверяют сопротивления зубьев усталости при изгибе

$$\sigma_F \leq 1,05 \cdot [\sigma_F].$$

При невыполнении этого условия в пункте 2.1.8, сохранив значение a_w , увеличивают пропорционально перегрузке стандартное значение модуля зубьев m (за счет снижения Z_1+Z_2). Повторяют расчеты с пункта 2.1.11.

Проверочный расчет зубьев на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

2.1.19 Проверяют контактную прочность зубьев

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{1 \text{ пик}}}{T_1}} \geq [\sigma_H]_{\max},$$

где $\sigma_{H \max}$ - максимальное контактное напряжение за весь срок службы передачи, МПа;

$T_{1 \text{ пик}}$ - максимально возможный вращающий момент на валу меньшего колеса, Н·м;

$[\sigma_H]_{\max}$ - допускаемое контактное напряжение при расчете по максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, МПа.

Значение $T_{1 \text{ пик}}$ задают по циклограмме моментов, а в ее отсутствие в учебных проектах можно принять $T_{1 \text{ пик}} \approx 2T_1$.

$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$ - для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или сквозной закалке с низким отпуском (σ_T - предел текучести, МПа, см. таблицу 2.1). $[\sigma_H]_{\max} = 44 \cdot H_{\text{HRC}_3}$ - для зубьев, подвергнутых цементации или контурной закалке. $[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot H_{\text{HV}}$ - для азотированных зубьев.

2.1.20 Проверяют изгибную прочность зубьев

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{1 \text{ пик}}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max},$$

где $\sigma_{F \max}$ - максимальное изгибное напряжение в опасном сечении зуба за весь срок службы передачи, МПа;

$[\sigma_F]_{\max}$ - допускаемое изгибное напряжение при расчете по максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, МПа.

При учебном проектировании $[\sigma_F]_{\max}$ можно определить приближенно по следующей зависимости:

$$[\sigma_F]_{\max} = \frac{[\sigma_F]}{Y_Z} \cdot \frac{Y_{N \max}}{Y_N}.$$

2.2 Методика расчета закрытой цилиндрической передачи при вписывании в заданное межосевое расстояние

Исходные данные:

- a_w - межосевое расстояние с точностью до сотых долей мм (обычно задается по результатам расчета соосной тихоходной передачи или конструктивно);
- остальные исходные данные те же, что и в разделе 2.1.

2.2.1 Выполняют пункты 2.1.1 – 2.1.2.

2.2.2 В пункте 2.1.3, предварительно задавшись значением $K_{H\beta} \approx 1,1$, по формуле (2.6) определяют ψ'_{ba}

$$\psi'_{ba} = \frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_p^2 \cdot u} \cdot \left[\frac{K_a \cdot (u + 1)}{a_w} \right]^3.$$

Определяют $\psi'_{bd} = 0,5 \psi'_{ba} \cdot (u + 1)$.

Сравнивают ψ'_{bd} с рекомендованными значениями в таблице 2.2. Значение ψ'_{bd} должно быть меньше или равно рекомендованному.

По таблице 2.2 выбирают коэффициент Ψ_{bm} .

2.2.3 Определяют рабочую ширину венца передачи и округляют до целого, мм

$$b_w = a_w \cdot \Psi'_{ba}.$$

На этом этапе допускается увеличение b_w по технологическим соображениям, если это не вызовет превышение Ψ'_{bd} рекомендованных значений.

2.2.4 Определяют модуль $m = b_w / \Psi_{bm}$ и округляют до ближайшего стандартного (см. таблицу 2.4).

В общем машиностроении не рекомендуется применять $m < 1,5$ мм [2], поэтому при $m < 1,5$ мм принимают 1,5 мм.

2.2.5 Определяют суммарное число зубьев колес

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m}.$$

2.2.6 Определяют $Z_1 = Z_{\Sigma} / (u + 1)$ и Z_2 и округляют их до ближайших целых чисел.

2.2.7 Уточняют межосевое расстояние, мм

$$a_w = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (2.23)$$

В соосных редукторах необходимо убедиться в совпадении до сотых долей миллиметров межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступеней. Расхождение ликвидируется корректировкой β по формуле (2.23) или выполнением колеса со смещением (подкорректировав угол зацепления α_{tw} по формуле (2.7), а по нему определив $X_1 + X_2$ из формулы (2.8)).

2.2.8 Проводят проверочные расчеты передачи, выполнив пункты 2.1.11-2.1.20. При выполнении пункта 2.1.11 следует иметь ввиду, что при $X_1+X_2 = 0$ и $\beta = 0^\circ$ $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$; при $X_1+X_2 = 0$ и $\beta \neq 0$ $\alpha_{tw} = \alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta)$.

2.3 Методика расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи

Исходные данные:

- те же, что в разделе 2.1.

Проектировочный расчет из условия сопротивления усталости при изгибе

2.3.1 Выполняют пункты 2.1.1, 2.1.17, приняв

$$(Y_R \cdot Y_x \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d) / [S_F] = 0,4.$$

Для реверсивных зубчатых передач $[\sigma_F]$ снижают на 25%.

2.3.2 По таблице 2.2 выбирают коэффициенты ширины зубчатого венца относительно диаметра Ψ'_{bd} .

2.3.3 Выполняют пункты 2.1.4 - 2.1.5.

2.3.4 По таблице 2.3 выбирают значение коэффициента $K_{F\beta}$.

2.3.5 По таблице 2.8 определяют значение коэффициента Y_{F1} при коэффициенте смещения исходного контура $X_1 = 0$.

2.3.6 Определяют ориентировочное значение модуля из условия изгибной выносливости зубьев шестерни, мм

$$m \geq 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{[\sigma_F]_1 \cdot \Psi'_{bd} \cdot Z_1^2}}.$$

Округляют значение модуля до стандартного в большую сторону (см. таблицу 2.4).

2.3.7 Определяют рабочую ширину венца передачи и округляют до целого, мм

$$b_w = m \cdot \Psi_{bm}.$$

2.3.8 Определяют межосевое расстояние, мм

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2).$$

2.3.9 Выполняют пункт 2.1.11 имея в виду, что при $X_1 + X_2 = 0$ и $\beta = 0^\circ$ $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$.

2.3.10 Выполняют пункт 2.1.12.

Проверочный расчет

2.3.11 Выполняют пункты 2.1.13, 2.1.16 - 2.1.20.

3 МЕТОДИКИ РАСЧЕТОВ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ

3.1 Методика расчета закрытой конической прямозубой передачи

Ниже индекс 1 присвоен параметрам, относящимся к шестерне, 2 к колесу. Отсутствие цифрового индекса означает отношение к любому зубчатому колесу передачи.

Исходные данные:

T_1 - вращающий момент на меньшем колесе, Н·м ;

n_1 - частота вращения меньшего колеса, об / мин ;

u - передаточное число зубчатой передачи ;

L_h - требуемый ресурс передачи, ч ;

- кинематическая схема зубчатого механизма ;

- режим нагружения ;

- объем производства ;

$\Sigma w = 90^\circ$ - межосевой угол передачи ;

$\beta = 0^\circ$ - угол наклона линии зуба, град ;

$X_1 = X_2 = 0$ – коэффициенты смещения исходного контура .

Проектировочный расчет из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев

3.1.1 Выполняют пункты 2.1.1 – 2.1.2.

3.1.2 Определяют внешнее конусное расстояние из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев, мм

$$R_e \geq 500 \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_p^2 \cdot u \cdot K_{be} \cdot 0.85 \cdot (1 - 0.5K_{be})^2}},$$

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

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно конусного расстояния . $K_{be} = b_w / R_e$ задают в пределах 0,25 - 0,3, где b_w - рабочая ширина зубчатого венца передачи;

$K_{H\beta}$ -определяют по таблице 3.1 по коэффициенту ширины венца эквивалентного цилиндрического колеса $\Psi_{bdv} = K_{be} \cdot u / (2 - K_{be})$.

3.1.3 Выбирают числа зубьев колес

$$Z_1 = \frac{2 \Psi_{bm}}{K_{be} \sqrt{u^2 + 1}} \geq 18,4 \cdot \cos \delta_1; \quad Z_2 = Z_1 \cdot u \leq 80 ,$$

где Ψ_{bm} -коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля. Рекомендуются задавать $\Psi_{bm} \leq 10$;

δ_1 - угол делительного конуса шестерни, град. $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$, где $\delta_2 = \arctg u$.

Таблица 3.1 – Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических прямозубых передач с консольным расположением одного из колес

Коэффициент ширины венца Ψ_{bdv}	Роликовые опоры				Шариковые опоры			
	$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$	
	H_1 или H_2 ≤ 350 НВ	H_1 и H_2 > 350 НВ	H_1 или H_2 ≤ 350 НВ	H_1 и H_2 > 350 НВ	H_1 или H_2 ≤ 350 НВ	H_1 и H_2 > 350 НВ	H_1 или H_2 ≤ 350 НВ	H_1 и H_2 > 350 НВ
0,2	1,04	1,08	1,08	1,15	1,07	1,16	1,13	1,25
0,4	1,08	1,20	1,15	1,30	1,14	1,37	1,29	1,55
0,6	1,13	1,32	1,25	1,48	1,23	1,58	1,47	1,92
0,8	1,18	1,44	1,35	1,67	1,34	1,80	1,70	-
1,0	1,23	1,55	1,45	1,90	-	-	-	-

3.1.4 Определяют внешний делительный модуль зубьев, мм

$$m_e = \frac{2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1}{Z_1}.$$

Значение m_e округляют до стандартного в большую сторону (см. таблицу 2.4).

3.1.5 Уточняют внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1}.$$

3.1.6 Определяют рабочую ширину зубчатого венца передачи и округляют до целого, мм

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

3.1.7 Определяют средние делительные диаметры колес, мм

$$d_1 = m \cdot Z_1; \quad d_2 = m \cdot Z_2,$$

где m - средний делительный модуль зубьев, мм.

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

3.1.8 Определяют внешние делительные диаметры колес, мм

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1; \quad d_{e2} = m_e \cdot Z_2.$$

3.1.9 Определяют среднее конусное расстояние, мм

$$R = R_e - 0,5 \cdot b_w.$$

3.1.10 Определяют приближенное значение коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right),$$

где Z_v - число зубьев эквивалентного цилиндрического колеса. $Z_v = Z / \cos \delta$.

3.1.11 Определяют окружную скорость колес на среднем делительном

диаметре, м/с

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000 .$$

Убеждаются, что полученные параметры передачи приемлемы по конструктивным и технологическим соображениям. В противном случае вводят коррективы и задают окончательные размеры для проверочного расчета.

3.1.12 Выполняют пункт 2.1.12.

Проверочный расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

3.1.13 Выполняют пункт 2.1.13, заменив формулу (2.10) на следующую:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot b_w \cdot d_2}} .$$

3.1.14 Выполняют пункт 2.1.14.

3.1.15 Проверяют выполнение условия сопротивления активных поверхностей зубьев контактной усталости

$$\sigma_H \leq 1,05 \cdot [\sigma_H]_p^{yt} .$$

При невыполнении этого условия увеличивают геометрические размеры передачи, увеличив m_e до следующего стандартного значения. Повторяют расчеты с пункта 3.1.5.

Проверочный расчет на сопротивление зубьев усталости при изгибе

3.1.16 Выполняют пункт 2.1.16, заменив формулу (2.15) на следующую:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{0,85 \cdot b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon .$$

3.1.17 Выполняют пункт 2.1.17.

3.1.18 Проверяют выполнение условия сопротивления зубьев усталости при изгибе

$$\sigma_F \leq 1,05 \cdot [\sigma_F] .$$

При невыполнении этого условия в пункте 3.1.5, сохранив значение R_e , увеличивают пропорционально перегрузке стандартное значение модуля m_e (снижая Z_1). Уточняют $Z_2 = Z_1 \cdot u$.

Повторяют расчеты по пунктам 3.1.7, 3.1.8, 3.1.11, 3.1.16, 3.1.18.

Проверочный расчет зубьев на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

3.1.19 Выполняют пункты 2.1.19 и 2.1.20.

3.2 Методика расчета открытой конической прямозубой передачи

Исходные данные:

- те же, что и в разделе 3.1.

Проектировочный расчет из условия сопротивления зубьев усталости при изгибе

3.2.1 Выполняют пункты 2.1.1, 2.1.17, приняв

$$Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d / [S_F] = 0,4.$$

Для реверсивных зубчатых передач $[\sigma_F]$ снижают на 25%.

3.2.2 Задают коэффициент ширины зубчатого венца относительно конусного расстояния K_{be} в пределах 0,25 - 0,3.

3.2.3 Выполняют пункт 3.1.3.

3.2.4 Определяют коэффициент ширины эквивалентного колеса

$$\Psi_{bd_v} = \frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}}.$$

3.2.5 По таблице 3.1 определяют коэффициент $K_{F\beta}$.

3.2.6 По таблице 2.8 определяют коэффициент Y_{F1} , по числу зубьев эквивалентного цилиндрического колеса $Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1$.

3.2.7 Определяют средний делительный модуль зубьев, мм

$$m \geq 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{[\sigma_F]_1 \cdot \Psi_{bd_v} \cdot Z_1^2 \cdot 0,85}}.$$

3.2.8 Определяют внешний делительный модуль, мм

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

Полученное значение округляют до стандартного в большую сторону (см. таблицу 2.4).

3.2.9 Определяют геометрические и кинематические параметры передачи:

-средний делительный модуль зубьев, мм

$$m = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be});$$

-рабочая ширина зубчатого венца, мм

$$b_w = m_e \cdot \Psi_{bm} \text{ (округлить до целого);}$$

-внешнее и среднее конусные расстояния, мм

$$R_e = \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1}, \quad R = R_e - 0,5 \cdot b_w;$$

-средние делительные диаметры, мм

$$d_1 = m \cdot Z_1, \quad d_2 = m \cdot Z_2;$$

-окружная скорость колес на среднем делительном диаметре, м/с

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000.$$

Проверяют приемлемость размеров при компоновке передачи.

3.2.10 Выполняют пункт 2.1.12.

Проверка сопротивления зубьев усталости при изгибе, а также **контактной и изгибной прочности зубьев при действии максимальной нагрузки**

3.2.11 Уточняют коэффициент $K_{be} = b_w / R_e$.

3.2.12 Выполняют пункты 2.1.13, 2.1.16 - 2.1.20.

4 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

Ниже индексы "1" и "2" присвоены соответственно параметрам червяка и червячного колеса.

Исходные данные:

T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·м;

n_2 - частота вращения червячного колеса, об / мин;

u - передаточное число червячной передачи;

Z_1 - число витков червяка (при $u = 8 - 15$ принять $Z_1 = 4$; при $u = 15 - 31$ принять $Z_1 = 2$; при $u > 31$ $Z_1 = 1$);

L_h - требуемый полный ресурс передачи, ч;

- объем производства;

- кинематическая схема и условия работы передачи.

Проектировочный расчет

4.1 Определяют ориентировочное значение межосевого расстояния из опыта эксплуатации таких передач с сохранением контактной прочности зубьев и отсутствием заедания (a_w в мм, при T_2 в Н·м)

$$a_w \approx 21 \cdot \sqrt[3]{T_2}.$$

4.2 Округляют a_w до ближайшего значения в таблице 4.1. При единичном производстве можно округлить до ближайшего значения, оканчивающегося на 0 или 5 мм.

4.3 Определяют число зубьев червячного колеса и округляют до ближайшего целого числа

$$Z_2 = Z_1 \cdot u \geq 28.$$

4.4 По таблице 4.1 подбирают комбинацию параметров m и q , соответствующую ближайшим значениям a_w и Z_2 (m - модуль зубьев, мм; q - коэффициент диаметра червяка).

4.5 Определяют коэффициент смещения исходного производящего червяка

$$x_2 = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + Z_2).$$

Во избежание заострения и подрезания зубьев червячного колеса должно выполняться условие $-1 \leq X_2 \leq 1$. Выполнение этого условия можно обеспечить также за счет некоторого (до 5 %) отклонения передаточного числа, т.е. за счет некоторого изменения Z_2 .

4.6 Определяют геометрические и кинематические параметры передачи:

-делительные диаметры червяка и колеса, мм

$$d_1 = m \cdot q, \quad d_2 = m \cdot Z_2;$$

-начальные диаметры, мм

$$d_{w1} = d_1 + 2 m \cdot X_2, \quad d_{w2} = d_2;$$

-диаметры вершин, мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 m, \quad d_{a2} = d_2 + 2 m \cdot (1 + X_2);$$

-наибольший диаметр червячного колеса, мм $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (Z_1 + 2);$

Таблица 4.1 – Основные параметры червячных передач по ГОСТ 2144 – 76
(извлечение) при $Z_1 = 1, 2, 4$

a_w , мм	Комбинации параметров									
	Z_2	32	36	40	46	50	58	63	73	80
40	m, мм	2	1,6*	1,6	1,25*	1,25	1*	1*	-	-
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	-
50	m, мм	2,5	2*	2	1,6*	1,6	1,25*	1,25*	-	-
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	-
63	m, мм	3,15	2,5*	2,5*	2*	2*	1,6*	1,6*	-	-
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	-
80	m, мм	4	3,15*	3,15*	2,5*	2,5*	2*	2*	-	16*
	q	8	16	10	16	12,5	20	16	-	20
100	m, мм	5	4*	4	3,5*	3,15*	2,5*	2,5*	-	2
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
125	m, мм	6,3*	5*	5	4*	4	3,15*	3,15*	-	2,5
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
140	m, мм	6,3*	6,3*	5	5	4	4*	-	3,15	-
	q	12,5	8	16	10	20	12,5	-	16	-
160	m, мм	8	6,3*	6,3*	5*	5*	4*	4*	-	3,15*
	q	8	14	10	16	12,5	20	16	-	20
180	m, мм	8*	8*	6,3*	6,3*	5	5*	5*	4*	-
	q	12,5	8	16	10	20	12,5	12,5	16	-
200	m, мм	10	8*	8	6,3*	6,3*	5*	5	-	4
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
225	m, мм	10*	10*	8	8	6,3*	6,3*	6,3*	5*	-
	q	12,5	8	16	10	20	12,5	12,5	16	-
250	m, мм	12,5	10*	10	8*	8	6,3*	6,3*	-	5
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
280	m, мм	12,5*	12,5*	10	10	8	8*	-	6,3	-
	q	12,5	8	16	10	20	12,5	-	16	-
315	m, мм	16	12,5*	12,5*	10	10*	8*	8*	-	6,3
	q	8	12,5	10	16	12,5	20	16	-	20
355	m, мм	16*	16*	12,5*	12,5*	10*	10*	-	8*	-
	q	12,5	8	16	10	20	12,5	-	16	-

Примечание - комбинации параметров, отмеченные (*), при приведенных значениях Z_2 для получения стандартного значения межосевого расстояния требуют смещения исходного производящего контура.

-диаметры впадин архимедовых (типа ZA) и конволютных (типа ZN) червяков, мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,4 m + 2m \cdot X_2;$$

-для эвольвентных (типа ZI) червяков при $\gamma = \arctg(Z_1 / q)$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(1 + 0,2 \cos \gamma), \quad d_{f2} = d_2 - 2m(1 + 0,2 \cos \gamma) + 2mX_2;$$

-ширина венца колеса, мм

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \text{ при } Z_1=1 \text{ или } 2, \quad b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \text{ при } Z_1=4;$$

-длина нарезанной части червяка b_1 , мм (определяется по таблице 4.2);

Таблица 4.2

Коэффициент смещения X_2	b_1 , мм не менее	
	$Z_1 = 1 \text{ или } 2$	$Z_1 = 4$
-1,0	$m(Z_1 + 10,5)$	$m(Z_1 + 10,5)$
-0,5	$m(0,06 \cdot Z_2 + 8)$	$m(0,09 \cdot Z_2 + 9,5)$
0	$m(0,06 \cdot Z_2 + 11)$	$m(0,09 \cdot Z_2 + 12,5)$
+0,5	$m(0,1 \cdot Z_2 + 11)$	$m(0,1 \cdot Z_2 + 12,5)$
+1,0	$m(0,1 \cdot Z_2 + 12)$	$m(0,1 \cdot Z_2 + 13)$
Примечания 1 При промежуточном значении коэффициента X_2 длина b_1 выбирается соответственно тому из двух ближайших значений X_2, которое дает большее b_1. 2 Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную в таблице длину b_1 следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм, при $m \geq 10-16$ мм на 35-40 мм и при $m > 16$ мм на 50 мм.		

-начальный угол подъема винтовой линии червяка, град

$$\gamma_w = \arctg[Z_1 / (q + 2X_2)];$$

-окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с

$$V_{w1} = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / 60000,$$

где $n_1 = n_2 \cdot u$ - частота вращения червяка, об / мин ;

-скорость скольжения в зацеплении, м/с

$$V_{ск} = V_{w1} / \cos \gamma_w.$$

Проверочный расчет

4.7 Назначают материалы колес и определяют допускаемые контактные $[\sigma_H]_2$ и изгибные напряжения $[\sigma_F]_2$ для материала червячного колеса, МПа.

При серийном производстве червячных редукторов, когда окупаются затраты на специальное шлифовальное оборудование, для увеличения КПД и несущей способности передачи поверхности витков червяка термически обрабатывают, шлифуют и полируют. В этом случае червяки изготавливают из закаливаемых сталей 45, 40X, 40XH, 35XГСА с твердостью 45-55 HRC₃ или цемен-

тируемых сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ с твердостью 56-62 HRC_Э. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными (червяки типа ZI), обладающими технологическими преимуществами перед другими из-за возможности шлифования витков плоской стороной шлифовального круга.

На предприятиях нефтяного профиля, оснащенных универсальным оборудованием, червяки чаще изготавливают не шлифованными, из стали 45 с термообработкой "улучшение" (твердость H = 269-302 HB). В этих условиях проще и точнее нарезается архимедов червяк (червяк типа ZA).

Для изготовления венцов червячных колес при скорости скольжения $V_{ск} > 5$ м/с применяют оловянные бронзы: БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С5. Эти бронзы дороги и дефицитны, но хорошо противостоят изнашиванию и заеданию. При использовании этих материалов, под действием циклически изменяющихся контактных напряжений возможно усталостное выкрашивание поверхностей зубьев. Заедание проявляется в легкой форме - в "намазывании" бронзы на червяк. При этом передача может еще долго работать.

При скоростях скольжения $V_{ск} \leq 5$ м/с применяют более дешевые безоловянные бронзы: БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4 и латуни. Основным видом повреждения колес из таких бронз - заедание, которое происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами материала колеса, приварившимися к червяку.

При $V_{ск} \leq 2$ м/с, преимущественно в ручных приводах, применяют относительно мягкие серые чугуны: СЧ 15, СЧ 18, и более твердые высокопрочные антифрикционные чугуны: АЧС-4, АЧВ-1.

Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз находят из условия сопротивления материала поверхностной усталости в условиях неизбежного износа, МПа

$$[\sigma_H]_2 = (0,64 \dots 0,76) \cdot \sigma_B \cdot Z_N \cdot C_V \leq [\sigma_H]_{2\max},$$

где σ_B - предел прочности для бронзы при растяжении, МПа (таблица 4.3);

Z_N - коэффициент долговечности, вычисляют по формуле (4.1);

C_V - коэффициент, учитывающий интенсивность износа (таблица 4.4) ;

$[\sigma_H]_{\max}$ - предельно допускаемое контактное напряжение при проверке по

максимальной статической нагрузке, МПа. Для оловянных бронз

$[\sigma_H]_{2\max} = 4 \cdot \sigma_T$, где σ_T - предел текучести, МПа (см. таблицу 4.3).

Большие значения числового коэффициента в формуле принимаются для шлифуемых и полируемых червяков с твердостью $H \geq 45$ HRC_Э. Во всех остальных случаях принимается меньшее значение. Если зона зацепления находится в масляной ванне, то значение числового коэффициента следует увеличить на 15 %.

$$Z_N = 8 \sqrt{\frac{10^7}{N_{HE2}}}, \text{ причем } 0,67 \leq Z_N \leq 1,7, \quad (4.1)$$

где N_{HE2} - эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений (вычисляют по формуле (2.3)).

Таблица 4.3

Марка материала	Способ отливки	Механические свойства, МПа			Предельное значение $V_{ск}$, м/с
		σ_B	σ_T	$\sigma_{ВИ}$	
БрО10Ф1	В землю	230	140	-	≤ 25
БрО10Ф1	В кокиль	250	200	-	≤ 25
БрО10Н1Ф1	Центробежное	290	170	-	≤ 35
БрО5Ц5С5	В кокиль	200	90	-	≤ 12
БрА9Ж3Л	В землю	400	200	-	≤ 5
БрА9Ж3Л	В кокиль	500	200	-	≤ 5
БрА10Ж4Н4	В кокиль	600	200	-	≤ 5
СЧ 15	В землю	150	-	320	≤ 3
СЧ 18	В землю	180	-	360	≤ 2

Таблица 4.4.

Скорость $V_{ск}$, м/с	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
Коэффициент C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Для безоловянных бронз допускаемое контактное напряжение задают из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения ($V_{ск}$ в м/с), МПа

$$[\sigma_H]_2 = (250 \dots 300) - 25 \cdot V_{ск}.$$

Большие значения $[\sigma_H]_2$ принимаются для колес, работающих в паре со шлифованными и полированными червяками с твердостью $H \geq 45 \text{ HRC}_\Sigma$. Во всех остальных случаях принимаются меньшие значения.

Для колеса из чугуна и закаленного червяка

$$[\sigma_H]_2 = 200 - 35 \cdot V_{ск}.$$

Для колеса из чугуна и червяка с термообработкой улучшение

$$[\sigma_H]_2 = 175 - 35 \cdot V_{ск}.$$

Допускаемое напряжение изгиба для материала венца червячного колеса, не вызывающее усталостного излома зуба (при работе зубьев одной стороной), МПа

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[S_F]_2} \cdot Y_{N2} \leq [\sigma_F]_{2max},$$

где σ_{Flimb2}^0 - предел изгибной выносливости материала червячного колеса, соот-

ветствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (таблица 4.5);

$[S_F]_2$ - минимальный коэффициент запаса прочности (таблица 4.5);

Y_{N2} - коэффициент долговечности, вычисляют по формуле (4.2);

$[\sigma_F]_{2\max}$ - предельно допускаемое напряжение изгиба при проверке на максимальную статическую нагрузку, МПа (таблица 4.5).

Коэффициент долговечности Y_{N2} задают равным единице для чугуна, а для бронзы

$$Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{10^6}{N_{FE2}}}, \quad \text{причем } 0,54 \leq Y_{N2} \leq 1, \quad (4.2)$$

где q_F - показатель степени кривой усталости (для бронзы и чугуна $q_F = 9$);

N_{FE2} - эквивалентное число циклов напряжений изгиба, вычисляют по формуле (2.21).

Таблица 4.5

Материал	σ_{Flimb2}^0 , МПа	$[S_F]_2$	$[\sigma_H]_{2\max}$	$[\sigma_F]_{2\max}$
Бронза	$0,37 \cdot \sigma_T + 0,12 \cdot \sigma_B$	1,75	Оловянные $4 \cdot \sigma_T$ Безоловянные $2 \cdot \sigma_T$	$0,80 \cdot \sigma_T$
Чугун	$0,37 \cdot \sigma_{ВИ}$	2	$1,65 \cdot \sigma_{ВИ}$	$0,75 \cdot \sigma_{ВИ}$
Примечание - $\sigma_{ВИ}$ - предел прочности при изгибе, МПа (задают по таблице 4.3)				

При работе зубьев колеса обеими сторонами (реверсивная передача) допускаемое напряжение $[\sigma_F]_2$ занижается на 20 %. Если зона зацепления находится в масляной ванне, $[\sigma_F]_2$ следует увеличить на 15%.

4.8 Определяют расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления, МПа

$$\sigma_H = \frac{5300}{Z_2 / (q + 2X_2)} \cdot \sqrt{\left\{ \frac{[Z_2 / (q + 2X_2)] + 1}{a_w} \right\}^3 \cdot T_2 \cdot K_H},$$

где K_H - коэффициент нагрузки, принимают $K_H = 1,1 - 1,4$.

4.9 Проверяют выполнение условия сопротивления активных поверхностей зубьев колеса контактной усталости как более слабых

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]_2.$$

В редукторах общего назначения допускается перегрузка до 5% и недогрузка до 20% ($\sigma_H = (0,8...1,05) \cdot [\sigma_H]_2$). При невыполнении условия прочности или чрезмерной недогрузке принять новое значение a_w (см. таблицу 4.1) и повторить расчеты заново.

4.10 Определяют напряжения изгиба в зубьях червячного колеса, МПа

$$\sigma_{F2} = \frac{1538 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot d_{w1} \cdot m} \cos \gamma_w,$$

где K_F - коэффициент нагрузки. При учебном проектировании можно принять $K_F = K_H = 1,1-1,4$;

Y_{F2} -коэффициент формы зуба червячного колеса, выбираемый по числу зубьев эквивалентного колеса $Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \gamma_w$ (по таблице 4.6).

Таблица 4.6

Z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	50	60	80
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,45	1,40	1,34

4.11 Проверить выполнение условия сопротивления зубьев червячного колеса усталости при изгибе $\sigma_{F2} \leq 1,05 \cdot [\sigma_F]_2$.

Проверочный расчет на контактную и изгибную прочность зубьев при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2}} \leq [\sigma_H]_{2 \max}; \quad \sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2} \leq [\sigma_F]_{2 \max},$$

где $T_{2 \text{ пик}}$ - максимально возможный кратковременно действующий вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м. Значение $T_{2 \text{ пик}}$ – в учебных проектах можно принять $T_{2 \text{ пик}} \approx 2 \cdot T_2$.

$[\sigma_H]_{2 \max}$, $[\sigma_F]_{2 \max}$ - определяют по таблице 4.5 и таблице 4.4.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989. –496 с.
- 2 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
- 3 Расчет зубчатых передач на прочность: Методические указания / Сост. А.С. Сулейманов, Д.Ф. Хитин, Э.А. Щеглов. -Уфа: Изд-во УГНТУ, 1995. – 30 с.
- 4 Расчет и проектирование деталей машин / Под ред. Т.Б. Столбина, К. П. Жукова. - М.: Высшая школа, 1978. – 163 с.
- 5 ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. - М.: Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
- 6 Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. - М.: Машиностроение, 1986. - 448с.
- 7 ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. - М. : Изд-во стандартов, 1983. - 119с.