

2 Расчет зубчатых передач редуктора

2.1 Выбор материала зубчатых колес и расчет допускаемых напряжений

2.1.1 Зубчатые колеса изготавливают из термически обработанных сталей различных марок, которые по критерию прирабатываемости делят на две группы: с поверхностной твердостью по Бринеллю до 350НВ и поверхностной твердостью выше 350НВ.

Заготовки из сталей первой группы (<350НВ) подвергают объемной термообработке в виде нормализации или улучшения. Зубья таких колес хорошо прирабатываются со временем. Для более равномерного изнашивания твердость зубьев шестерни назначают на 20 ... 50 НВ выше твердости зубьев колеса.

Твердость сталей второй группы (>350НВ) принято измерять в единицах Роквелла, HRC (1 HRC \approx 10 НВ). Ввиду высокой твердости нарезание зубьев из сталей этой группы производят до процедуры поверхностной термообработки, а после нее зубья дополнительно шлифуют.

Материал зубчатых колес выбирают по табл. 3, исходя из доступности и стоимости той или иной марки стали, условий прирабатываемости, принятого варианта термической обработки (т.о.) и других соображений.

В практике машиностроения можно выделить пять типовых вариантов термической обработки колес закрытых передач:

Вариант I. Т.о. шестерни – улучшение, твердость 269 ... 302 НВ; т.о. колеса – улучшение, твердость 235 ... 262 НВ. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Данному варианту свойственны хорошая прирабатываемость зубьев, отсутствие хрупкого разрушения, но сравнительно невысокая нагрузочная способность.

Вариант II. Т.о. шестерни – улучшение и закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость поверхности, в зависимости от выбранной марки стали, 45 ... 58 HRC, 48 ... 55 HRC; т.о. колеса –

улучшение, твердость 269 ... 302 НВ. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Таблица 3

Марка стали	Термо-обработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев		σ_T , МПа	σ_B , МПа
		$D_{\text{пр}}$	$S_{\text{пр}}$	сердцеви-на	поверх-ность		
Закрытые передачи							
45	улучшение	125	80	235...262 НВ	235...262 НВ	540	780
	улучшение	80	50	269...302 НВ	269...302 НВ	650	890
40X	улучшение	200	125	235...262 НВ	235...262 НВ	640	790
	улучшение	125	80	269...302 НВ	269...302 НВ	750	900
	улучшение + закалка ТВЧ	125	80	269...302 НВ	45...58 HRC	750	900
40XH, 35XM	улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	630	800
	улучшение	200	125	269...302 НВ	269...302 НВ	750	920
	улучшение + закалка ТВЧ	200	125	269...302 НВ	48...55 HRC	750	920
40XH2MA, 38X2MЮA	улучшение + азотирование	125	80	269...302 НВ	58...67 HRC	780	950
20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГР	улучшение + цементация и закалка	200	125	300...400 НВ	56...63 HRC	800	950
Открытые передачи							
40	улучшение	120	60	192...228 НВ	192...228 НВ	400	700
45	нормализация	любые		179...207 НВ	179...207 НВ	320	600
35Л	нормализация	любые		163...207 НВ	163...207 НВ	270	490
45Л	улучшение	315	200	207...235 НВ	207...235 НВ	440	680
40ГЛ	улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	600	850

Вариант III. Т.о. шестерни и колеса одинаковая – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности, в зависимости от выбранной марки стали, 45 ... 58 HRC, 48 ... 55 HRC. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Вариант IV. Т.о. шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56 ... 63 HRC, марки сталей для шестерни – 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А и др.; т.о. колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности, в зависимости от выбранной марки стали, 45 ... 58 HRC, 48 ... 55 HRC, марки сталей – 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Вариант V. Т.о. шестерни и колеса одинаковая – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56 ... 63 HRC. Марки сталей одинаковы для зубчатой пары: 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГР и др. Вместо цементации может быть применена нитроцементация (для 25ХГР и 30ХГТ, твердость поверхности 56 ... 63 HRC) и азотирование (для 38Х2МЮА, 40ХН2МА, твердость поверхности 58 ... 67 HRC).

Для учебных проектов рекомендуется выбирать более простые и дешевые варианты термообработки, к примеру, вариант I. Определившись с вариантом, выбирают конкретный материал для шестерни и колеса и выписывают данные из табл. 3 в табличную форму:

Колесо	n , об/мин	Марка стали	Вид т.о.	Средняя твердость поверхности	σ_T , МПа	σ_B , МПа	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_H]$ расчетное, МПа	$[\sigma_F]$, МПа
1 (ш)									
2 (к)									
3 (ш)									
4 (к)									

В качестве средней твердости в условиях неопределенности берут некоторое среднее значение между границами предлагаемого ин-

2 Расчет зубчатых передач редуктора

2.1 Выбор материала зубчатых колес и расчет допускаемых напряжений

Выбираем 1 вариант термообработки и материал сталь 45. По этому варианту твердость поверхности шестерни 269 ... 302 HB, а для колеса 235 ... 262 HB. Средние значения твердости поверхности зубьев:

$$H_1 = (269 + 302) / 2 \approx 289 \text{ HB};$$

$$H_2 = (235 + 262) / 2 \approx 248 \text{ HB}.$$

Заносим частоты вращения колес и параметры материала (из табл. 3) в следующую таблицу:

Колесо	n , об/мин	Марка стали	Вид т.о.	Средняя твердость поверхности	σ_T , МПа	σ_B , МПа	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_H]$ расчетное, МПа	$[\sigma_F]$, МПа
1 (ш)	1445	45	У	289 HB	650	890	521	485	298
2 (к)	280,2	45	У	248 HB	540	780	485		255
3 (ш)	280,2	45	У	289 HB	650	890	565	544	298
4 (к)	60,21	45	У	248 HB	540	780	544		255

Замечания:

1 В таблицу вносятся только параметры колес редуктора, но не колес других передач привода.

2 Частоты вращения выбираются из таблицы результатов п. 1.3.3, причем не по номеру вала, а по номеру колеса.

тервала поверхностной твердости зубьев. Три последних столбца формы заполняют по мере вычисления допускаемых напряжений.

З а м е ч а н и е . Предельные размеры заготовок, фигурирующие в табл. 3, обеспечивают получение требуемых механических характеристик шестерен и колес в ходе поверхностной термической обработки. Соответствующие условия имеют вид (рис. 2):

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

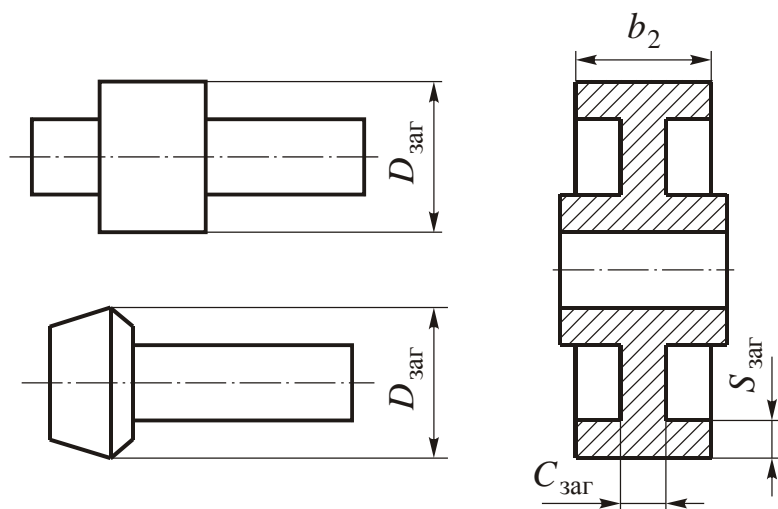


Рис. 2. Размеры заготовок (слева – шестерен, справа – колес)

2.1.2 Допускаемые контактные напряжения рассчитывают отдельно для каждой шестерни или колеса по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_v / S_H. \quad (6)$$

Параметры, входящие в формулу (6), определяют по описанной ниже процедуре.

2.1.2 Расчет допускаемых контактных напряжений

Расчет ведем по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \text{ lim}} Z_N Z_R Z_V / S_H.$$

Для каждого из четырех колес находим значения параметров, входящих в эту формулу.

Предел выносливости $\sigma_{H \lim}$ для базового числа циклов нагружения зависит от средней твердости поверхностей зубьев колес и вычисляется по эмпирическим формулам, приведенным в последнем столбце табл. 4.

Таблица 4

Вид т.о.	Средняя твердость поверхности зубьев	Сталь	$\sigma_{H \lim}$, МПа
Нормализация, улучшение	< 350 HB	Углеродистая и легированная	$2 \times HB + 70$
Поверхностная и объемная закалка	40 ... 56 HRC	Углеродистая и легированная	$17 \times HRC + 200$
Цементация, нитроцементация	> 56 HRC	Легированная	$23 \times HRC$
Азотирование	> 52 HRC	Легированная	1050

Коэффициент запаса прочности S_H зависит от структуры материала. При однородной структуре, свойственной объемной термообработке, принимают $S_H = 1,1$, а при поверхностном упрочнении (закалка ТВЧ, цементирование, азотирование) принимают $S_H = 1,2$.

Коэффициент долговечности Z_N зависит от ресурса передачи и параметров графика нагружения (рис. 3). Для его определения вначале находят временной ресурс – срок работы передачи, выраженный в часах:

$$t = k_{\text{сут}} \times k_{\text{год}} \times (\text{срок службы, лет}) \times 365 \text{ дней} \times 24 \text{ час}, \quad (7)$$

где $k_{\text{сут}}$ и $k_{\text{год}}$ – суточный и годовой коэффициенты использования передачи, обычно фиксируемые в техническом задании.

Предел выносливости для базового числа циклов:

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 289 + 70 = 648 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 3} = 2 \cdot 289 + 70 = 648 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 4} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ МПа}.$$

*Коэффициент запаса прочности для всех колес
(улучшение относится к объемной т. о.) $S_H = 1,1$.*

Временной ресурс передачи

$$t = k_{\text{сут}} \times k_{\text{год}} \times (\text{срок службы, лет}) \times 365 \text{ дней} \times 24 \text{ час};$$

(необходимые данные приведены в бланке задания)

$$t = 0,3 \cdot 0,65 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 8541 \text{ час}.$$

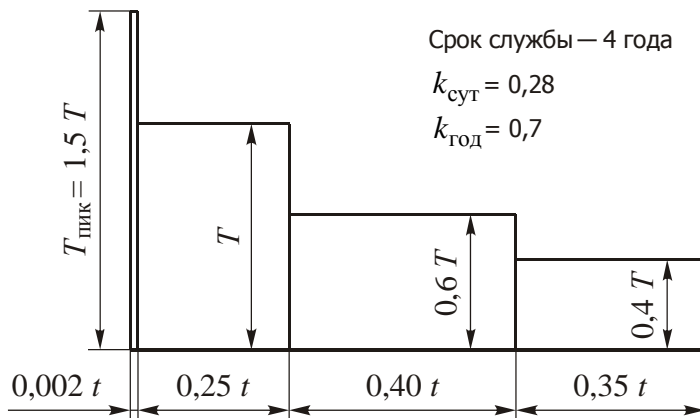


Рис. 3. Примерный вид графика нагружения

Далее определяют эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений:

$$N_{HE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^3 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right], \quad (8)$$

где n – частота вращения конкретного зубчатого колеса; суммирование ведут по участкам графика, соответствующим длительно действующей нагрузке, при этом кратковременное действие пиковых нагрузок (первый узкий участок) не учитывают. К примеру, для графика на рис. 3 формула (8) приводится к виду:

$$N_{HE} = 60nt (1^3 \cdot 0,25 + 0,6^3 \cdot 0,40 + 0,4^3 \cdot 0,35) = 60nt \cdot 0,3588.$$

Определяют базовое число циклов нагружения, соответствующее пределу выносливости, по формуле

$$N_{H\lim} = 30 \times HB^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов нагружения

$$N_{HE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^3 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right];$$

$$N_{HE} = 60nt (1^3 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot 0,7) = 60nt \cdot 0,3875;$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1445 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 286,9 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 55,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE3} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 55,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE4} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3875 = 11,96 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения

$$N_{H \lim 1} = 30 \times 289^{2,4} = 24,17 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \times 248^{2,4} = 16,74 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 3} = 30 \times 289^{2,4} = 24,17 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 4} = 30 \times 248^{2,4} = 16,74 \cdot 10^6.$$

Найденные значения не превышают предельно допустимой величины $120 \cdot 10^6$.

При расчете колес, твердость поверхности зубьев которых выражена в единицах Роквелла, производят ее пересчет в единицы Бринелля: $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$. Неравенство в правой части записанной формулы является ограничением. Если результат вычисления превысит это значение, следует принять $N_{H \lim} = 120 \cdot 10^6$.

Находят коэффициент долговечности.

Если $N_{HE} \leq N_{H \lim}$,

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}}.$$

При $N_{HE} > N_{H \lim}$

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}}.$$

Полученный результат должен лежать в пределах

$$0,75 \leq Z_N \leq Z_{N \max},$$

где $Z_{N \max} = 2,6$ для материалов с однородной структурой и $Z_{N \max} = 1,8$ для поверхностно упрочненных материалов. При выходе из указанного интервала в качестве Z_N принимают соответствующее граничное значение.

Коэффициент Z_R учитывает влияние шероховатости рабочих поверхностей зубьев:

$Z_R = 1$ для шлифованных и полированных зубьев при показателе шероховатости $Ra = 0,63 \dots 1,25 \text{ мкм}$;

$Z_R = 0,95$ при $Ra = 1,25 \dots 2,5 \text{ мкм}$;

$Z_R = 0,90$ при $Rz = 10 \dots 40 \text{ мкм}$.

Коэффициент Z_v , учитывает влияние окружной скорости v и выбирается из диапазона $Z_v = 1 \dots 1,15$. Меньшие значения

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[q]{\frac{N_{H \text{ lim}}}{N_{HE}}}$$

Для первых трех колес эквивалентное число циклов превышает базовое, поэтому радикал в формуле имеет показатель $q = 20$, а для последнего четвертого колеса ситуация прямо противоположная и мы выбираем показатель радикала $q = 6$.

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{24,17 \cdot 10^6}{286,9 \cdot 10^6}} = 0,8836;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{16,74 \cdot 10^6}{55,64 \cdot 10^6}} = 0,9417;$$

$$Z_{N3} = \sqrt[20]{\frac{24,17 \cdot 10^6}{55,64 \cdot 10^6}} = 0,9592;$$

$$Z_{N4} = \sqrt[6]{\frac{16,74 \cdot 10^6}{11,96 \cdot 10^6}} = 1,058.$$

Полученные результаты лежат в допустимых пределах $0,75 \leq Z_N \leq 2,6$, поэтому оставляем их без изменения.

назначают для более твердых поверхностей зубьев при малых окружных скоростях ($v \leq 5$ м/с).

При проектном расчете среднескоростных передач 6 – 8 степени точности допускается принимать $Z_R Z_v = 1$.

Контактные напряжения, в отличие от изгибных, имеют отношение не к отдельному колесу, а к зубчатой паре, поэтому при расчете на контактную прочность пользуются понятием расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$. При разнице в поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса менее 70 ... 80 НВ $[\sigma_H]$ определяется как меньшее из двух значений $[\sigma_H]_{\text{шест}}$ и $[\sigma_H]_{\text{кол}}$. Если же разница в твердости поверхностей зубьев превышает 70 ... 80 НВ, в качестве $[\sigma_H]$ принимают меньшее из следующих двух значений:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_{\text{шест}} + [\sigma_H]_{\text{кол}}); \quad [\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_{\text{кол}}.$$

В случае конической передачи в последнем равенстве вместо множителя 1,23 берут 1,15.

2.1.3 Допускаемые напряжения изгиба рассчитывают для каждой шестерни или колеса по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim} Y_N Y_R Y_A / S_F. \quad (9)$$

Значения предела выносливости $\sigma_{F \lim}$ для базового числа циклов нагружения, а также коэффициента запаса прочности S_F приведены в табл. 5.

Коэффициент долговечности Y_N учитывает влияние ресурса. Для его определения вначале находят эквивалентное число циклов изменения изгибных напряжений:

$$N_{FE} = 60nt \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^q \left(\frac{t_k}{t} \right) \right], \quad (10)$$

Коэффициенты Z_R и Z_V , характеризующие влияние шероховатости рабочих поверхностей зубьев и окружную скорость v , при проектном расчете допускается не учитывать, т. е. принимать $Z_R \cdot Z_V = 1$.

Возвращаемся к допускаемым напряжениям.

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \lim} Z_N Z_R Z_V / S_H.$$

$$[\sigma_H]_1 = 648 \cdot 0,8836 / 1,1 = 520,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 566 \cdot 0,9417 / 1,1 = 484,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_3 = 648 \cdot 0,9592 / 1,1 = 565,1 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_4 = 566 \cdot 1,058 / 1,1 = 544,4 \text{ МПа}.$$

Заносим найденные значения в таблицу (выше). В качестве расчетных допускаемых напряжений заносим меньшие из допускаемых напряжений для каждой колесной пары.

2.1.3 Расчет допускаемых напряжений изгиба

Расчет ведем по формуле

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

Для каждого из четырех колес находим значения входящих параметров.

Коэффициент запаса S_F принимаем общим и равным 1,7 (поковка). Такой выбор обычно производят для зубчатых колес диаметром менее 0,5 м.

где показатель $q=6$ для колес с поверхностной твердостью менее 350 HB и $q=9$ при твердости выше 350 HB. Далее, коэффициент долговечности определяется формулой:

$$Y_N = q \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}},$$

где базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости, $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Таблица 5

Вид т.о.	Средняя твердость		S_F		$\sigma_{F\lim}$, МПа
	сердц.	поверхн.	поковка	литье	
Нормализация, улучшение	< 350 HB	< 350 HB	1,7	2,2	1,75×HB
Закалка ТВЧ по контуру зубьев	25...35 HRC	48...58 HRC	1,7	2,2	600 ... 700
Закалка ТВЧ сквозная, $m < 3$ мм	48...55 HRC	48...55 HRC	1,7	2,2	500 ... 600
Цементация	30...45 HRC	56...63 HRC	1,55	1,9	750 ... 800
Цементация с автоматич. регул. процесса	30...45 HRC	56...63 HRC	1,55	1,9	850 ... 950
Азотирование	24...40 HRC	58...67 HRC	1,55	1,9	$12 \times \text{HRC}_{\text{сердц}} + 290$

Найденное значение Y_N должно лежать в пределах

$$1 \leq Y_N \leq Y_{N\max},$$

Предел выносливости для базового числа циклов:

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,75 \cdot 289 = 505,8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot 248 = 434 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \lim 3} = 1,75 \cdot 289 = 505,8 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F \lim 4} = 1,75 \cdot 248 = 434 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное число циклов нагружения

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

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

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

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1445 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 230,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 44,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE3} = 60 \cdot 280,2 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 44,64 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE4} = 60 \cdot 60,21 \cdot 8541 \cdot 0,3109 = 9,593 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения для всех колес принимаем одинаковым:

$$N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности

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

где $Y_{N\max} = 4$ для материалов с поверхностной твердостью менее 350 HB и $Y_{N\max} = 2,5$ для материалов с поверхностной твердостью выше 350 HB. При выходе из указанного интервала в качестве Y_N принимают соответствующее граничное значение.

Коэффициент Y_R учитывает влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, на которой возможно зарождение усталостной трещины:

$Y_R = 1$ для шлифованных или фрезерованных поверхностей с параметром шероховатости $R_z \leq 40$ мкм;

$Y_R = 1,05 \dots 1,2$ для полированных поверхностей. Большие значения назначают при улучшении и после закалки ТВЧ.

Коэффициент Y_A учитывает влияние реверса. Для нереверсивных передач принимают $Y_A = 1$. Для реверсивных передач при одинаковой нагрузке и числе циклов нагружения в прямом и обратном направлении принимают:

$Y_A = 0,65$ для нормализованных и улучшенных сталей;

$Y_A = 0,75$ для закаленных и цементированных поверхностей зубьев;

$Y_A = 0,9$ для азотированных поверхностей.

2.2 Расчет цилиндрических ступеней редуктора

Предлагаемый ниже алгоритм расчета применим ко всем цилиндрическим передачам в редукторе, однако при наличии нескольких ступеней (цилиндрических или конических) рекомендуется начинать расчет с тихоходной цилиндрической ступени.

2.2.1 Исходные данные расчета (следует выписать значения):

n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{230,2 \cdot 10^6}} = 0,5089;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{44,64 \cdot 10^6}} = 0,6689;$$

$$Y_{N3} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{44,64 \cdot 10^6}} = 0,6689;$$

$$Y_{N4} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,593 \cdot 10^6}} = 0,8643.$$

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

$$Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1; Y_{N3} = 1; Y_{N4} = 1.$$

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

Допускаемые напряжения изгиба

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

$$[\sigma_F]_1 = 505,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 297,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = 434 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 255,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_3 = 505,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 297,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_4 = 434 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 255,3 \text{ МПа}.$$

Найденные значения заносим в таблицу.

n_2 – частота вращения колеса, об/мин;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

u – передаточное число рассчитываемой ступени;

тип колес – косозубые.

2.2.2 Проектировочный расчет имеет целью определение главного параметра передачи – межосевого расстояния. Для соосных редукторов, ввиду одинакового расстояния между осями колес обеих ступеней, межосевое расстояние определяют только для тихоходной ступени, а для быстроходной принимают это же значение.

Расчет ведут по условию контактной выносливости зубьев в следующей последовательности:

С целью назначения степени точности передачи вычисляют предварительное значение межосевого расстояния a'_w , мм:

$$a'_w = K(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_1}{u}},$$

где коэффициент K принимают по табл. 6

Таблица 6

Твердость поверхности зубьев колес	$H_1 \leq 350 \text{ HB}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \geq 45 \text{ HRC}$ $H_2 \geq 45 \text{ HRC}$
Коэффициент K	10	8	6

Вычисляют ориентировочное значение окружной скорости v' , м/с:

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

2.2 Расчет тихоходной цилиндрической ступени

2.2.1 Исходные данные расчета

(Чтобы правильно выбрать исходные данные, необходимо внимательно посмотреть на эскиз привода и определить на каких валах расположены шестерня 3 и колесо 4 тихоходной ступени. Эти данные выделены жирным шрифтом в приведенных ниже таблицах, взятых из 1-го раздела)

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м
0	–	1445	4,821	31,88
1	1(ш)	1445	4,725	31,24
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9
3	4(к)	60,21	4,538	720,1
4	5(ш)	60,21	4,447	705,6
5	6(к)	30,03	4,180	1330

u_b	u_T	$u_{оп}$	u
5,157	4,654	2,005	48,12

$$n_1 = 280,2 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 60,21 \text{ об/мин};$$

$$T_1 = 157,9 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 720,1 \text{ Н·м};$$

$$u = 4,654.$$

2.2.2 Проектировочный расчет ступени

Предварительное значение межосевого расстояния

$$a'_w = K(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}};$$

$$a'_w = 10(4,654 + 1) \sqrt[3]{\frac{157,9}{4,654}} = 183,0 \text{ мм};$$

По табл. 7 назначают степень точности передачи.

Таблица 7

Степень точности $n_{\text{ст}}$ по ГОСТ 1643–81	Окружная скорость v , м/с			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндри- ческих	коничес- ких	цилиндри- ческих	коничес- ких
6 (передачи повышенной точности)	≤ 20	≤ 12	≤ 30	≤ 20
7 (передачи нормальной точности)	≤ 12	≤ 8	≤ 20	≤ 10
8 (передачи пониженной точности)	≤ 6	≤ 4	≤ 10	≤ 7
9 (передачи низкой точности)	≤ 2	—	≤ 4	≤ 3

Находят уточненное значение межосевого расстояния:

$$a_w = K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} T_1}{\Psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}, \quad (11)$$

где $K_a = 410 \text{ МПа}^{1/3}$ для косозубых или шевронных колес;

$K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$ для прямозубых колес;

$[\sigma_H]$ – расчетное допускаемое контактное напряжение зубчатой пары, МПа;

Ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

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

Предварительное значение окружной скорости

$$v' = \frac{\pi a'_w n_1}{30 \cdot 10^3 (u+1)} ;$$

$$v' = \frac{3,14 \cdot 183,0 \cdot 280,2}{30 \cdot 10^3 (4,654 + 1)} = 0,9492 \text{ м/с}.$$

Поскольку окружная скорость меньше 4 м/с, степень точности передачи 9-я (табл. 7), т. е. $n_{ст} = 9$.

Уточненное межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} T_1}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}.$$

Находим входящие в эту формулу параметры.

Коэффициент $K_a = 410$, поскольку передача косозубая.

Расчетное допускаемое контактное напряжение было найдено ранее: $[\sigma_H] = 544 \text{ МПа}$.

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамику работы передачи.

Коэффициент ширины ψ_{ba} , определяемый как отношение ширины зубчатого венца колеса к межосевому расстоянию, стандартизован. Его значения принимают в зависимости от положения колес относительно опор:

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

Меньшие значения назначают для передач с поверхностной твердостью зубьев $H \geq 45$ HRC. Также рекомендуется при нескольких передачах в редукторе для быстроходных передач брать коэффициент ψ_{ba} на ступень ниже, чем для тихоходных.

Для прямозубых передач можно принять коэффициент $K_{H\alpha} = 1$. Для косозубых передач его вычисляют по формуле

$$K_{H\alpha} = 1 + A(n_{\text{сг}} - 5)B,$$

где $n_{\text{сг}}$ – степень точности передачи по табл. 7. Константы A и B выбирают из табл. 8.

Таблица 8

Твердость на поверхности зубьев колеса (2)	A	B при v , м/с					
		1	3	5	8	10	15
200 HB	0,06	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
250 HB	0,06	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
300 HB	0,06	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
350 HB	0,06	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
43 HRC	0,12	0,53	0,57	0,63	0,78	0,91	1,00
47 HRC	0,12	0,63	0,70	0,78	0,98	1,00	1,00
51 HRC	0,12	0,71	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00
60 HRC	0,12	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,315$ (для несимметричного расположения).

Коэффициент $K_{H\alpha}$ вычисляем по формуле

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

При твердости поверхности колеса 248 HB и скорости 0,9492 м/с по табл. 8: $A=0,06$ и $B=0,26$.

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 (9 - 5) 0,26 = 1,062.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} назначают по табл. 9. Значения в числителе берут для прямозубых передач, значения в знаменателе – для косозубых.

Таблица 9

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Твердость на поверхности зубьев колеса (2)	Значения K_{Hv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6 (для цилиндрич.)	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7 (для цилиндрич.) 6 (для конических прямозубых)	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8 (для цилиндрич.) 7 (для конических прямозубых)	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9 (для цилиндрич.) 8 (для конических прямозубых)	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

Для определения коэффициента концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ вначале вычисляют коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни:

Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv} = 1,02$
(9-я степень точности; $H_2 < 350$ HB; косозубые колеса).

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

Затем по рис. 4 выбирают номер схемы передачи, в наибольшей мере соответствующей рассматриваемому случаю. Номер схемы (I, II, III, ...) определяет ту ветвь графика на рис. 5, по которой в зависимости от ψ_{bd} принимают значение $K_{H\beta}$.

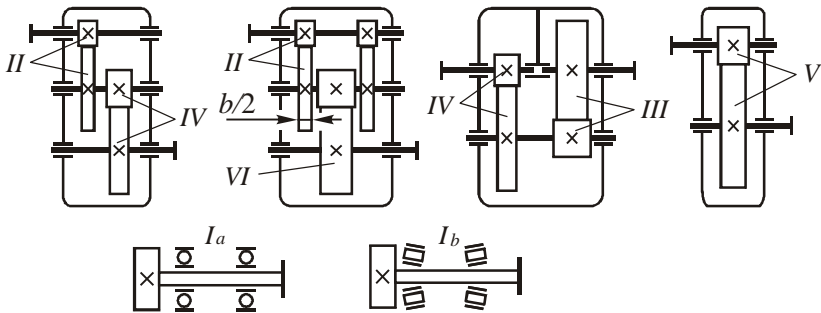


Рис. 4. Типовые схемы расположения колес относительно опор

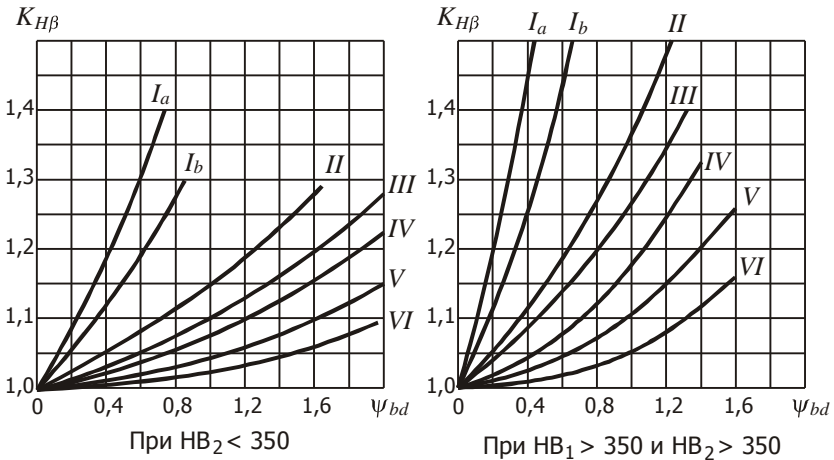


Рис. 5

Коэффициент ширины колеса по диаметру шестерни

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

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 (4,654 + 1) = 0,8905.$$

По рис. 4 находим редуктор соосной схемы и тихоходную ступень в нем, которая отмечена как III, следовательно коэффициент $K_{H\beta}$ концентрации нагрузки ищем по III-й ветви левой части рис. 5.

Приблизительно, $K_{H\beta} = 1,08$.

Найденное по формуле (11) значение межосевого расстояния a_w округляют в большую сторону:

- для учебных проектов или для малых производственных серий – до ближайшего, кратного пяти;

- при крупносерийном производстве – в соответствии с рядом по ГОСТ 2185–66, 2144–76, 24386–91: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224/225 (значение в числителе – для межосевого расстояния, в знаменателе – для высоты оси), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.

2.2.3 Основные геометрические параметры зубчатой пары определяют в следующей последовательности:

Модуль зубьев выбирают из табл. 10 в границах интервала

$$m = 0,01 a_w \dots 0,02 a_w$$

при поверхностной твердости зубьев H_1 и H_2 менее 350 НВ. Для более твердых колес модуль берут из интервала

$$m = 0,015 a_w \dots 0,0315 a_w.$$

Таблица 10

Модули эвольвентных зубчатых колес, мм (из ГОСТ 9563-80)

I ряд (предпочтит.)	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100
II ряд	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

Находят ширину зубчатого венца колеса:

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

Значение b_2 округляют в ближайшую сторону в соответствии со стандартным рядом Ra 40 (табл. П3).

Подставляем найденные параметры в формулу для межосевого расстояния:

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} T_1}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}};$$

$$a_w = 410 (4,654 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,062 \cdot 1,08 \cdot 1,02 \cdot 157,9}{0,315 \cdot 4,654 \cdot (544)^2}} = 174,4 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до стандартного большего значения:

$$a_w = 180 \text{ мм.}$$

2.2.3 Основные геометрические параметры колес

Назначаем модуль зубьев из интервала

$$m = 0,01 a_w \dots 0,02 a_w;$$

$$m = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм};$$

По 1-му ряду табл. 10 принимаем

$$m = 3 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w; \quad b_2 = 0,315 \cdot 180 = 56,7 \text{ мм.}$$

Округляем по ряду Ra 40 (табл. ПЗ приложений):

$$b_2 = 56 \text{ мм.}$$

Ширину венца шестерни выбираем по ряду Ra 40 на 5 ... 10 мм больше, чем для колеса:

$$b_1 = 63 \text{ мм.}$$

Ширину b_1 шестерни также согласуют со стандартом и принимают на 5 ... 10 мм больше ширины колеса:

$$b_1 = b_2 + 5 \dots 10 \text{ мм.}$$

Назначают предварительный угол наклона зубьев β' . При косозубых колесах β' берут из середины интервала $8 \dots 20^\circ$, но не менее значения $\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2)$. В случае прямозубых колес $\beta = 0$.

Рассчитывают числа зубьев колес. Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta'}{m}.$$

Значение z_{Σ} округляют предпочтительно в *меньшую* сторону до целого числа.

Число зубьев шестерни

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

Значение z_1 округляют в *большую* сторону до целого числа.

Число зубьев колеса

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

Если $z_1 < 17$ (более точно, $z_1 < 17 \cos^3 \beta$) встает вопрос о корригировании зубчатых колес, который в данном пособии не рассматривается. При возникновении подобной ситуации рекомендуется вернуться к началу расчета геометрических параметров и уменьшить величину модуля m , оставаясь при этом в границах рекомендуемого интервала. Затем следует пересчитать остальные параметры.

Назначаем предварительный угол наклона зубьев
 $\beta' = 15^\circ$, что больше минимально допустимого значения

$$\beta_{\min} = \arcsin(4m/b_2); \quad \beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot 3/56) = 12,37^\circ.$$

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta'}{m}; \quad z_\Sigma = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 15^\circ}{3} = 115,9 \approx 116.$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}; \quad z_1 = \frac{116}{4,654+1} = 20,52 \approx 21.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1; \quad z_2 = 116 - 21 = 95.$$

После расчета чисел зубьев косозубой пары уточняют их угол наклона:

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w}. \quad (12)$$

Находят фактическое передаточное число зубчатой пары:

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

Фактическое передаточное число не должно отличаться от ранее найденного более чем на 4%. В противном случае рекомендуется вернуться к вычислению параметров z_{Σ} и z_1 , попробовав выполнить округления по другим вариантам.

Далее рассчитывают диаметры зубчатой пары:

- делительные диаметры

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta};$$

- диаметры окружностей вершин

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

- диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m.$$

После определения делительных диаметров проверяют выполнение условия

$$0,5(d_1 + d_2) = a_w.$$

В случае прямозубых колес в проверочном условии может возникнуть небольшая невязка, которую устраняют назначением нового

Фактический угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w};$$

$$\beta = \arccos \frac{116 \cdot 3}{2 \cdot 180} = 14,83^\circ.$$

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad u = \frac{95}{21} = 4,524.$$

Расхождение с прежним значением составляет

$$\delta = \frac{|4,524 - 4,654|}{4,524} \times 100 = 2,874\%,$$

что является допустимым.

Делительные диаметры колес

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta};$$

$$d_1 = \frac{3 \cdot 21}{\cos 14,83^\circ} = 65,17 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{3 \cdot 95}{\cos 14,83^\circ} = 294,8 \text{ мм}.$$

Производим проверку по условию

$$0,5 (d_1 + d_2) = a_w;$$

$$0,5 (65,17 + 294,8) = 180,0.$$

Проверка выполняется.

Диаметры окружностей вершин

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

(делительного) межосевого расстояния, равного $0,5(d_1 + d_2)$, а если это нежелательно, – путем коррекции зубчатых колес нарезкой со смещением. В случае косозубых колес подобная невязка возникать не должна, поскольку нарезка зубьев под углом наклона, определяемым формулой (12), обеспечивает вписывание зубчатой пары в заданное межосевое расстояние a_w .

Далее уточняют окружную скорость зубчатой пары

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

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

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

После определения геометрических параметров передачи необходимо найти силы в зацеплении и выполнить ряд проверочных расчетов.

2.2.4 Компоненты силы в зацеплении зубчатой пары находят по формулам:

- окружная сила

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

где множитель 10^3 необходим для приведения параметра d_1 (мм) к системе СИ (м). Размерность результата – ньютоны (Н);

$$d_{a1} = 65,17 + 2 \cdot 3 = 71,17 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 294,8 + 2 \cdot 3 = 300,8 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 65,17 - 2,5 \cdot 3 = 57,67 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 294,8 - 2,5 \cdot 3 = 287,3 \text{ мм.}$$

Фактическая окружная скорость

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

$$v = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 280,2}{30 \cdot 10^3 (4,524 + 1)} = 0,9556 \text{ м/с}.$$

Результаты расчетов тихоходной ступени

Колесо	$a_w,$ мм	$m,$ мм	$\beta,$ град	u	z	$b,$ мм	$d,$ мм	$d_a,$ мм	$d_f,$ мм	$v,$ м/с
1 (ш)	180	3	14,83	4,524	21	63	65,17	71,17	57,67	0,956
2 (к)					95	56	294,8	300,8	287,3	

2.2.4 Силы в зацеплении зубчатой пары

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} 10^3; \quad F_t = \frac{2 \cdot 157,9}{65,17} 10^3 = 4846 \text{ Н.}$$

- радиальная сила

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

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

- осевая сила

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

Значения сил в зацеплении заносят в форму:

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

2.2.5 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям ведут по условию

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} T_1 (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma_H], \quad (13)$$

где $Z_\sigma = 8400 \text{ МПа}^{1/2}$ для косозубых и $Z_\sigma = 9600 \text{ МПа}^{1/2}$ для прямозубых передач. Допускается перегруз в пределах 5%.

2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок, имеющий целью предотвращение остаточных деформаций или хрупкого разрушения рабочих поверхностей зубьев, ведут по условию

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}], \quad (14)$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода, приведенному в техническом задании; $T_{\text{пик}}$ – кратковременная пиковая нагрузка в момент пуска

Радимльная сила

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_r = \frac{4846 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14,83^\circ} = 1825 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad F_a = 4846 \cdot \operatorname{tg} 14,83^\circ = 1283 \text{ Н.}$$

Колесо	F_t , Н	F_r , Н	F_a , Н
1 (ш)	4846	1825	1283
2 (к)			

2.2.5 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

Условие контактной прочности зубьев

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} T_1 (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma_H],$$

где коэффициент $Z_\sigma = 8400$, а прочие параметры были определены ранее.

$$\sigma_H = \frac{8400}{180} \sqrt{\frac{1,062 \cdot 1,08 \cdot 1,02 \cdot 157,9 (4,524+1)^3}{56 \cdot 4,524}} = 517,4 \text{ МПа.}$$

$$517,4 \leq 544.$$

Проверка выполняется.

машины; допускаемое напряжение $[\sigma_{H \max}]$ принимают в зависимости от термохимической обработки материала колес:

- $[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T$ при улучшении или сквозной закалке;
- $[\sigma_{H \max}] = 44 \times \text{HRC}$ при цементации или контурной закалке ТВЧ;
- $[\sigma_{H \max}] = 35 \times \text{HRC} \leq 2000 \text{ МПа}$ при азотировании.

2.2.7 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба выполняют в последовательности:

Вычисляют коэффициент нагрузки K_F :

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

В записанном произведении множитель $K_{F\alpha}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки между зубьями, находят по формуле

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

параметры которой принимают из табл. 7 и 8.

Множитель $K_{F\beta}$, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев, определяют по графикам на рис. 6 (подобно тому, как это делалось выше при нахождении коэффициента $K_{H\beta}$).

Множитель K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения, принимают в зависимости от ранее найденного параметра K_{Hv} :

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

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

2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии пиковых нагрузок

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}].$$

Коэффициент перегрузки из графика режима работы, приведенного в задании, $K_{\text{пер}} = 1,5$.

Допускаемое напряжение (при улучшении)

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа}.$$

Подстановка данных параметров в условие контактной прочности дает

$$\sigma_{H \max} = 517,4 \sqrt{1,5} = 633,7 \text{ МПа} < 1512 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

2.2.7 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Находим коэффициент нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$$

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

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

где при твердости поверхности колеса 248 НВ по табл. 8: $A = 0,06$.

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

Множитель $K_{F\beta}$, учитывающий концентрацию нагрузки по длине зубьев, определяют по III ветви в левой части рис. 6 для ранее найденного значения $\psi_{bd} = 0,8905$.

$$K_{F\beta} = 1,20.$$

Далее находят эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

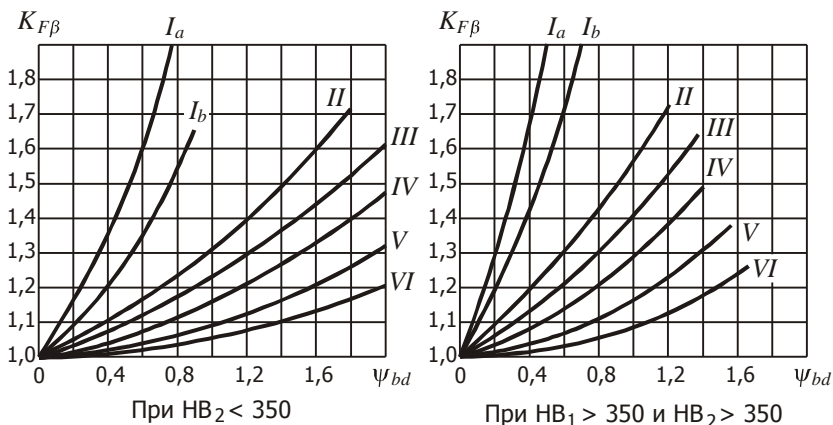


Рис. 6

По табл. 11 определяют коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} . Для нормальных (некорригированных) колес коэффициент смещения x принимают равным нулю.

Находят коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Y_{F\beta} = Y_{\beta} / \varepsilon_{\alpha},$$

где коэффициент Y_{β} , учитывающий наклон контактной линии к начальной поверхности колеса, определяют по эмпирической формуле

Множитель K_{Fv} , учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$$K_{Fv}=1+2(K_{Hv}-1); \quad K_{Fv}=1+2(1,02-1) = 1,04.$$

Коэффициент нагрузки

$$K_F = 1,24 \cdot 1,20 \cdot 1,04 = 1,548.$$

Эквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta};$$

$$z_{v1} = \frac{21}{\cos^3 14,83^\circ} = 23,25; \quad z_{v2} = \frac{95}{\cos^3 14,83^\circ} = 105,2.$$

Коэффициенты формы зуба находим из табл. 11 (при нулевом смещении):

$$Y_{F1} = 3,97; \quad Y_{F2} = 3,59.$$

Коэффициент наклона контактной линии к начальной поверхности колеса

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140; \quad Y_\beta = 1 - 14,83 / 140 = 0,8941.$$

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = [0,95 - 1,6(1/z_1 + 1/z_2)](1 + \cos \beta) \cos \beta;$$

$$\varepsilon_\alpha = [0,95 - 1,6(1/21 + 1/95)](1 + \cos 14,83^\circ) \cos 14,83^\circ = 1,629.$$

Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба:

$$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}; \quad Y_{F\beta} = \frac{0,8941}{1,629} = 0,5489.$$

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

а коэффициент торцевого перекрытия определяют по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = [0,95 - 1,6(1/z_1 + 1/z_2)](1 + \cos \beta) \cos \beta.$$

Таблица 11

z_v	Значения Y_F при коэффициенте x смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
12	—	—	—	—	—	3,67	—
14	—	—	—	—	4,00	3,62	3,30
17	—	—	—	4,30	3,89	3,58	3,32
20	—	—	—	4,08	3,78	3,56	3,34
25	—	—	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	—	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56

Проверяют выполнение условия прочности для колеса и шестерни:

$$\sigma_{F2} = Y_{F\beta} \frac{Y_{F2} F_t K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_{F2}]; \quad (15)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}].$$

2.2.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок, имеющий целью предотвращение остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев, ведут по условию

Условие прочности колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F\beta} \frac{Y_{F2} F_t K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_{F2}];$$

$$\sigma_{F2} = 0,5489 \frac{3,59 \cdot 4846 \cdot 1,548}{56 \cdot 3} = 87,99 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 255 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Условие прочности шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\sigma_{F1} = 87,99 \frac{3,97}{3,59} = 97,30 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 298 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}]. \quad (16)$$

Расчет ведут отдельно для зубьев шестерни и колеса. Напряжения σ_{F1} и σ_{F2} берут из формул (15). Допускаемое напряжение

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

где $\sigma_{F \lim \max}$ – предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций и хрупкого излома:

- $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \times \text{HB}$ при нормализации и улучшении;
- $\sigma_{F \lim \max} = 6 \times \text{HB}$ при закалке ($1\text{HRC} \approx 10 \text{ HB}$).

Коэффициент запаса прочности S_F принимают по табл. 5.

В случае невыполнения условий (15) или (16) можно рекомендовать предпринять одно из следующих действий по обеспечению прочности зубьев передачи:

- пересчитать размеры передачи (начиная с п. 2.2.3), выбрав модуль зацепления большего номинала;
- для небольших перегрузов ($\leq 10...15\%$) допустимо в том же процентном отношении увеличить длину контакта зубьев, т. е. ширину колес.

2.2.8 Проверочный расчет на изгибную прочность зубьев при действии пиковых нагрузок

Расчет выполняем по условию

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}].$$

Допускаемое напряжение

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

где $\sigma_{F \lim \max} = 4,8 \cdot HB$; $S_F = 1,7$.

Проверку проводим отдельно для колеса и шестерни.

$$[\sigma_{F \max 1}] = \frac{4,8 \cdot 289}{1,7} = 816,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F \max 2}] = \frac{4,8 \cdot 248}{1,7} = 700,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 1} = 97,30 \cdot 1,5 = 146,0 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max 1}] = 816,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 87,99 \cdot 1,5 = 132,0 \text{ МПа} < [\sigma_{F \max 2}] = 700,2 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Если, как в данном задании, в редукторе имеется еще одна цилиндрическая передача, то ее расчет повторяет предложенную в п. 2.2 схему решения в полном объеме.

Для соосных редукторов необходимо обеспечить условие соосности, поэтому межосевое расстояние a_w (а также a'_w) быстроходной ступени для них не рассчитывают, а принимают равным межосевому расстоянию тихоходной ступени.

Коэффициент ширины ψ_{ba} быстроходной ступени рекомендуют брать на одну градацию ниже, чем для тихоходной, например, вместо прежнего значения 0,315 можно взять 0,25.

Модуль зубьев также рекомендуют брать более мелким, например, вместо $m = 3$ мм, можно взять $m = 2,5$ мм.