

2. Расчет закрытой зубчатой передачи

2.1 Расчет первой ступени редуктора



2.1.1 Расчет по контактным напряжениям

- ⦿ Выбираем материал для изготовления шестерни и колеса (табл.2.1).
- ⦿ Твердость колеса на 20-30 единиц меньше, чем твердость шестерни, т.к. шестерня испытывает большее количество циклов нагружения.

Таблица для выбора твердости материала (фрагмент)

Таблица 2.1

Механические характеристики сталей

Марка стали	Термообработка	Механические свойства стали после термообработки		
		предел прочности σ_B (МПа)	предел текучести σ_T (МПа)	твердость НВ
35	Закалка в воде, отпуск	980	640	293-375
45	Улучшение(зак. с высоким отпуском)	740	440	192-285
45	Закалка с нагревом ТВЧ с глуб. слоя 1,8-2,2 мм., отпуск	-	-	495-601
50Г2	Нормализация	-	-	187-230
50Г2	Закалка в масле, высокий отпуск	940	680	250-300
20Х	Цементация, зак. в масле, отпуск	820	620	сердц. 212 поверхность

При выборе материала, твердости и вида термической обработки следует учитывать:

- при мощности на рабочем валу машины до 10 кВт – НВ до 320;
- при мощности на рабочем валу машины до 50 кВт – НВ 320-400;
- при мощности на рабочем валу машины свыше 50 кВт – НВ 400-500.

- Принимаем:
 - шестерня Сталь 45 ГОСТ 1050-2013, термообработка – улучшение, НВ=350;
 - колесо Сталь 45 ГОСТ 1050-2013, термообработка – улучшение, НВ=320.

Так как твердость поверхности зубьев колеса меньше, чем твердость поверхности зубьев шестерни, дальнейший расчет по контактным напряжениям будем производить для зубчатого колеса.

Определяем допускаемое
контактное напряжение, МПа.

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H02} \cdot K_{HL}}{S_H} \quad (2.1)$$

- ⊙ σ_{H02} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев при базовом числе циклов напряжений, МПа (табл. 6.1).
- ⊙ K_{HL} – коэффициент долговечности;
- ⊙ S_H – коэффициент безопасности.

Таблица 6.1

Предел выносливости при базовом числе циклов напряжений

Способы термической или химико-термической обработки	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{НО}$, МПа	σ_{FO} , МПа
Нормализация или улучшение	<HB350	Углеродистая или легированная	$2 \cdot HB + 70$	$1.8 \cdot HB$
Объемная закалка	HB350-535	-	$1.9 \cdot HB + 150$	-
Поверхностная закалка	HB370-600	-	$1.8 \cdot HB + 200$	650
Цементация и нитроцементация	HB550-640	Легированная	$2.3 \cdot HB$	750

$$\sigma_{H02} = 2 \cdot HB_2 + 70 \quad (2.2)$$

$$\sigma_{H02} = 2 \cdot 320 + 70 = 710 \text{ МПа}$$

Если твердость поверхности зубьев $< HB 550$, а частота вращения $n > 8,3$ об./мин., то коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$. (или рассчитывают по формуле 6.2, стр.78, выбрать значение коэффициента можно на стр.79).

S_H - коэффициент безопасности. Для зубчатых колес с однородной структурой материала, полученных нормализацией или улучшением $S_H = 1.1$, с поверхностным упрочнением зубьев $S_H = 1.2$.

- Подставив все численные значения, получим:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{710 \cdot 1}{1,1} = 645,5 \text{ МПа}$$

Определим ориентировочное межосевое расстояние, мм.

$$a = K_a \cdot (U_{1-2} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{U_{1-2}^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_{H2}]^2}} \quad (2.3)$$

- K_a – коэффициент формы зуба, равен 430 для косозубой передачи или 495 – для прямозубой;
- U_{1-2} – передаточное отношение первой ступени редуктора, $U_{1-2} = 2,5$;
- M_2 – крутящий момент на промежуточном валу, $M_2 = 538 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

- $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, подбирается в зависимости от ψ_{bd} ;
- ψ_{bd} – коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно диаметра;
- ψ_{ba} – коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния, зависит от расположения колес (табл.6.3).

Таблица 6.3

Рекомендуемые значения Ψ_{ba}

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость	Ψ_{ba}
Симметричное (С)	Любая	0.315, 0.4, 0.5
Несимметричное (Н)	$\leq \text{HB}350$	0.315, 0.4
	$> \text{HB}350$	0.25, 0.315
Консольное (К)	$\leq \text{HB}350$	0.25
	$> \text{HB}350$	0.2

- В зависимости от наших условий (несимметричное расположение колеса, твердость $\text{HB} < 350$), принимаем для дальнейших расчетов $\psi_{ba} = 0,315$.

- *Тогда:*

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U_{1-2} + 1) \quad (2.4)$$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (2,5 + 1) = 0,55$$

Таблица 6.4

Значение коэффициента $K_{H\beta}$

Ψ_{bd}	При твердости колес $\leq \text{HB}350$			При твердости колес $> \text{HB}350$		
	К	Н	С	К	Н	С
0.2	1.07	1.02	1.0	1.16	1.04	1.0
0.4	1.15	1.04	1.01	1.33	1.08	1.02
0.6	1.24	1.06	1.02	1.5	1.14	1.04
0.8	1.3	1.08	1.03	-	1.21	1.06
1.0	-	1.11	1.04	-	1.29	1.09
1.2	-	1.15	1.05	-	1.36	1.12

- Для дальнейших расчетов примем $K_{H\beta} = 1,06$.

- Подставим все численные значения в формулу (2.3).

$$a = 430 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{538 \cdot 1,06}{2,5^2 \cdot 0,315 \cdot 645,5^2}} = 133.3 \text{ мм}$$

Определяем модуль передачи, мм.

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a \quad (2.5)$$

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot 133$$

$$m = 1,33 \div 2,66$$

- Выбираем стандартное значение модуля и согласуем с ГОСТ 9563-60 (фрагмент):
 - первый ряд - 0.5, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3, 4 ...
 - второй ряд - 0.55, 0.7, 0.9, 2.25, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9...
- **П р и м е ч а н и е.** Первый ряд предпочтительнее второго.
- Для дальнейших расчетов принимаем $m=2$ мм.

Определяем суммарное число зубьев передачи.

$$z_{\Sigma} = \left(\frac{2 \cdot a}{m} \right) \cdot \cos \beta \quad (2.6)$$

- где β – предварительный угол наклона линии зуба, $\beta=10^{\circ}$

$$z_{\Sigma} = \left(\frac{2 \cdot 133}{2} \right) \cdot \cos 10^{\circ} = 130,98 = 131$$

- Принимаем $z_{\Sigma}=131$.

Определяем число зубьев шестерни и колеса.

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U_{1-2} + 1} \quad (2.7)$$

$$z_1 = \frac{131}{2,5 + 1} = 37,4 = 37$$

$$z_2 = z_1 \cdot U_{1-2} \quad (2.8)$$

$$z_2 = 37 \cdot 2,5 = 92,5 = 93$$

Тогда общее число зубьев передачи
составит:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 \quad (2.9)$$

$$z_{\Sigma} = 37 + 93 = 130$$

Уточняем передаточное число:

$$U'_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.10)$$

$$U'_{1-2} = \frac{93}{37} = 2.51 \approx 2.5$$

Уточняем межосевое расстояние.

$$a = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{m}{\cos \beta} \quad (2.11)$$

$$a = 0,5 \cdot (37 + 93) \cdot \frac{2}{\cos 10^\circ} = 132 \text{ мм}$$

По ГОСТ 2185-66, принимаем стандартное значение межосевого расстояния (стр.83).

Первый ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315...

Второй ряд: 140, 180, 225, 280, 355...

Для дальнейших расчетов принимаем $a=140$ мм.

Уточняем угол наклона зуба.

$$\beta = \arccos \left(0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{m}{a} \right) \quad (2.12)$$

$$\beta = \arccos \left(0,5 \cdot (37 + 93) \cdot \frac{2}{140} \right) =$$

$$= \arccos 0,92857 = 21^\circ 78'' \approx 22^\circ$$

Проверяем расчетные контактные напряжения.

$$\sigma_{H2} = 6160 \cdot z_H \cdot \frac{z_\epsilon}{a} \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot (U_{1-2} + 1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{b_2 \cdot U_{1-2}^2}} \quad (2.13)$$

z_H – коэффициент формы сопряженных зубьев;

z_ϵ – коэффициент суммарной длины контактных линий;

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

$K_{H\beta}$ – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении;

b_2 – ширина венца зубчатого колеса, мм.

Коэффициент формы сопряженных зубьев.

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha}} \quad (2.14)$$

где α – угол зацепления, $\alpha=20^\circ$.

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 22^\circ}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} = 1,698 \approx 1,7$$

Коэффициент суммарной длины контактных линий.

$$z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} \quad (2.15)$$

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия.

$$\varepsilon_{\alpha} = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right) \cdot \cos \beta \quad (2.16)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{37} + \frac{1}{93} \right) \right) \cdot \cos 22^{\circ} = 1,63$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,63}} = 0,78$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$. Для прямозубых передач $K_{H\alpha}=1$. Для косозубых передач $K_{H\alpha}$ выбирают из таблицы 6.6 в зависимости от окружной скорости передачи.

$$V = \frac{\pi \cdot z_2 \cdot m \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \quad (2.17)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 93 \cdot 2 \cdot 390,8}{60 \cdot 1000} = 3,8 \text{ м/с}$$

Таблица 6.6

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Степень точности	При окружной скорости V (м/с)			
	5	10	15	20
6	1.018	1.028	1.04	1.052
7	1.046	1.07	1.095	1.12
8	1.094	1.13	-	-
9	1.16	-	-	-

При 8 степени точности и
окружной скорости 3,8 м/с,
 $K_{H\alpha}=1,094$.

Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$ (табл.6.4) был определен ранее, при расчете ориентировочного межосевого расстояния, $K_{H\beta}=1,06$.

Таблица 6.4

Значение коэффициента $K_{H\beta}$

Ψ_{bd}	При твердости колес \leq HB350			При твердости колес $>$ HB350		
	К	Н	С	К	Н	С
0.2	1.07	1.02	1.0	1.16	1.04	1.0
0.4	1.15	1.04	1.01	1.33	1.08	1.02
0.6	1.24	1.06	1.02	1.5	1.14	1.04
0.8	1.3	1.08	1.03	-	1.21	1.06
1.0	-	1.11	1.04	-	1.29	1.09
1.2	-	1.15	1.05	-	1.36	1.12

Коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении, K_{HV} определяется по табл. 6.7. $K_{HV}=1$.

Таблица 6.7

Значения коэффициента K_{HV}

Вид зубчатых колес и окружная скорость V	Твердость зубьев	K_{HV}
Прямозубые, $V \leq 5$ м/с	$\leq \text{HB}350$	1.05
	$> \text{HB}350$	1.10
Косозубые и шевронные, $V \leq 10$ м/с	Любая	1.0
Косозубые и шевронные, $V = (10-20)$ м/с	$\leq \text{HB}350$	1.05
	$> \text{HB}350$	1.10

Ширина венца зубчатого колеса.

$$b_2 = a \cdot \psi_{ba} \quad (2.18)$$

$$b_2 = 140 \cdot 0,315 = 44,1 \approx 44 \text{ мм}$$

Подставляем все численные значения в формулу (2.13).

$$\sigma_{H_2} = 6160 \cdot 1,7 \cdot \frac{0,78}{140} \cdot$$

$$\cdot \sqrt{\frac{538 \cdot (2,5 + 1)^3 \cdot 1,094 \cdot 1,06 \cdot 1}{44 \cdot 2,5^2}} = 575,4 \text{ МПа}$$

Величина расчетного контактного напряжения должна находиться в пределах:

$$0,85[\sigma_{H2}] \leq \sigma_{H2} \leq 1,05[\sigma_{H2}] \quad (2.19)$$

$$0,85 \cdot 645,5 \leq 575,4 \leq 1,05 \cdot 645,5$$

$$548,7 \text{ МПа} \leq 575,4 \text{ МПа} \leq 677,8 \text{ МПа}$$

Условие расчета по контактным напряжениям выполняется.

Если неравенство не удовлетворяет расчетным величинам, то необходимо изменить ширину зубчатого венца (b_2) в пределах рекомендуемых значений ψ_{ba} , (см.табл.6.3), можно также изменить параметры "m" и "a" или материал и термообработку.