

**Домашнее задание по  
курсу «Детали машин» №2**

**«Проектировочный  
расчет закрытой  
зубчатой передачи»**

## *1. Выбор материала для шестерни и зубчатого колеса редуктора*

*Нагружение шестерни больше, чем у зубчатого колеса, т.к. число циклов нагружений зубьев шестерни больше, чем у колеса, поэтому твердость шестерни должна быть выше твердости зубчатого колеса на 20 - 50 единиц.*

$$\overline{HB}_1 - \overline{HB}_2 = 20 \div 50, \frac{H}{\text{мм}^2}$$

*Материалы и термообработку назначают в соответствии со стандартами по таблицам.*



## 2. Определение коэффициента долговечности:

$$k_{HD} = ?$$

### 2.1. Рассчитываем эквивалентное число циклов контактных напряжений:

$N_{HE}$  – эквивалентным называют некоторое расчетное число циклов, которое при действии постоянной нагрузки, равной максимальной нагрузке рассчитываемой передачи, дало бы тот же эффект по пределу выносливости рабочих поверхностей зубьев, который дает в течение фактического числа циклов действительная переменная нагрузка передачи.

$$N_{HE_1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_0 \cdot (\alpha_1^3 \cdot k_1 + \alpha_2^3 \cdot k_2 + \alpha_3^3 \cdot k_3) = \dots \cdot 10^7, \text{ циклов}$$

$$N_{HE_2} = \frac{N_{HE_1}}{u} = \dots \cdot 10^7, \text{ циклов}$$

## 2.2. Рассчитываем базовое число циклов контактных напряжений:

$N_{НО}$  – базовое число циклов контактных напряжений до перегиба кривой усталости (гиперболы), соответствующее длительному пределу выносливости при контактных напряжениях.

$$N_{НО_1} = 30 \cdot \overline{HB}_1^{2,4} = \dots \cdot 10^7, \text{ циклов}$$

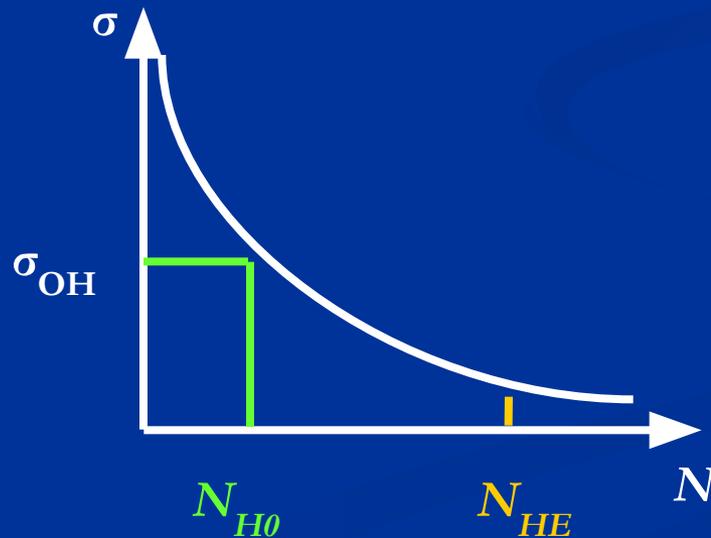
$$N_{НО_2} = 30 \cdot \overline{HB}_2^{2,4} = \dots \cdot 10^7, \text{ циклов}$$

### 2.3. Окончательный выбор коэффициента долговечности:

Далее необходимо рассмотреть следующие условия:

Если  $N_{HE} < N_{HO}$ , то  $k_{HD} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$

Если  $N_{HE} > N_{HO}$ , то  $k_{HD} = 1$



### 3. Определение допускаемых контактных напряжений:

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_R}{S_H} \cdot \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

$\sigma_{H \lim b}$  - предел контактной выносливости для зубьев колеса и шестерни, формула выбирается из таблицы в соответствии с маркой материала, термообработкой и твердостью материала:

$$\sigma_{H \lim b_1} = 2 \cdot \overline{HB_1} + 70 = \dots \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 \cdot \overline{HB_2} + 70 = \dots \text{ МПа}$$

$Z_R = 1$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности;

$S_H = 1,1$  – коэффициент безопасности для объемно упроченных зубьев;

$$k_{HD} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = 1 \quad \text{– коэффициент долговечности.}$$

$$\sigma_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim b1}}{S_H} = \dots \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim b2}}{S_H} = \dots \text{ МПа}$$

- для прямозубых колес за допускаемое контактное напряжение берут меньшее значение  $\sigma_H$ ;
- для косозубых и шевронных колес за допускаемое контактное напряжение берут  $\sigma_H = 0,45(\sigma_{H1} + \sigma_{H2})$ .

$$[\sigma_H] = \dots \text{ МПа}$$

#### *4. Определение коэффициента нагрузки при расчете на контактную выносливость:*

*Так как на данном этапе нам не известны параметры зубчатого зацепления, то мы выбираем коэффициент нагрузки из следующего интервала:*

$$k_H = (1,3 - 1,5)$$

$$k_H = 1,3$$

## 5. Определение межосевого расстояния:

$$a_w = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T'_P}{\psi_a \cdot 10^{-3}}} = \dots, \text{ мм}$$

$\kappa = 270$  – для косозубых передач;

$\kappa = 315$  – для прямозубых передач;

$u$  – передаточное число, выбирается из стандартного ряда (домашнее задание №1);

$\psi_a = 0,315$  – коэффициент ширины колеса, для симметричного расположения;

$T'_P = T_2 \cdot k_{HD} \cdot k_H$  – расчетный момент, Н·м.

*Подставляем все значения в формулу и получаем расчетное значение межосевого расстояния, затем округляем данное значение до стандартного по ГОСТ 2185-66 .*

*1-й, предпочтительный ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800.*

*2-й ряд: 90; 140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 710; 900.*

$$a_w = \dots \text{ мм}$$

## 6. Определение основных параметров зубчатого зацепления:

### 6.1. Определение типа передачи (по скорости):

$$V = \frac{\pi \cdot a_w \cdot u \cdot n_2}{(u + 1) \cdot 30 \cdot 1000}, \frac{м}{с}$$

$V \leq 3,5 \frac{м}{с}$  - применяем *прямозубые передачи*;

$V > 3,5 \frac{м}{с}$  - применяем *косозубые передачи*.

Если предварительное допущение о виде передачи неверно, находим межосевое расстояние применяя иной коэффициент и продолжаем расчет геометрических параметров.

## 6.2. Определение модуля зацепления:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = \dots, \text{мм}$$

Стандартные значения: 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5.

$$m_n = \dots, \text{мм}$$

## 6.3. Определяем угол наклона зубьев:

Угол наклона зубьев для косозубой передачи выбирают в пределах  $\beta=8 \div 18^\circ$

Угол наклона зубьев прямозубой передачи  $\beta=0^\circ$

#### 6.4. Определение числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_C = z_1 + z_2 = \frac{2 a_W \cdot \cos \beta}{m_n}$$

$$z_1 = \frac{z_C}{u + 1}$$

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

Округляем полученные результаты до целых значений, числа зубьев не могут быть дробными.

Проверяем расчет:

$$z_c = z_1 + z_2$$

*6.5. Уточняем угол наклона  $\beta$ :*

$$\beta = \arccos \left( \frac{m_n \cdot z_C}{2 a_W} \right)$$

*6.6. Определяем торцовый модуль зацепления:*

*Модуль торцевой определяют через уточненный угол наклона, мм:*

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

*6.7. Определяем ширину зубчатого колеса и шестерни, мм:*

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w$$

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм}$$

*6.8. Определяем диаметры делительных окружностей шестерни и колеса, с точностью до сотых долей, мм:*

$$d_1 = z_1 \cdot m_t$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_t$$

*При расчете прямозубой передачи используют модуль нормальный  $m_n$ .*

*После расчета делительных окружностей делают проверочный расчет:*

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

## 6.10. Расчет размеров зубьев для зубчатого колеса и шестерни:

Высота головки зуба, мм:

$$h_a = m_n$$

Высота ножки зуба, мм:

$$h_f = 1,25 m_n$$

Высота зуба, мм:

$$h = h_a + h_f$$

## 6.11. Расчет диаметров выступов и впадин зубчатого колеса и шестерни:

*Диаметр вершин, мм:*

$$d_{a_2} = d_2 + 2 h_a = d_2 + 2 m_n$$

$$d_{a_1} = d_1 + 2 h_a = d_1 + 2 m_n$$

*Диаметр впадин, мм:*

$$d_{f_2} = d_2 - 2 h_f = d_2 - 2,5 m_n$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2 h_f = d_1 - 2,5 m_n$$

## 6.12. Расчет угловых скоростей:

$$\omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30}, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$\omega_2 = \frac{n_2 \cdot \pi}{30}, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

*Уточняем передаточное число, разница между выбранным стандартным значением передаточного числа и полученным не должна быть больше 2% :*

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$



$P_f$  - делительный окружной шаг  
 $S_f$  - делительная окружная толщина зуба  
 $e_f$  - делительная окружная ширина впадины

Название параметра	Расчетная формула	Шестерня	Зубчатое колесо
Межосевое расстояние $a_w, \text{мм}$	$\frac{d_1 + d_2}{2}$	?	
Модуль зацепления нормальный $m_n, \text{мм}$	$(0,01 - 0,02)a_w$	?	
Угол наклона зуба $\beta, \text{град}$	$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot z_c}{2a_w}\right)$	?	
Модуль зацепления торцовый $m_t, \text{мм}$	$\frac{m_n}{\cos \beta}$	?	
Число зубьев: $z_c, \text{шт.}$	$\frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_n}$	?	
$z_1, \text{шт.}$ $z_2, \text{шт.}$	$\frac{z_c}{(u + 1)}$ $z_1 \cdot u$	?	?
Шаг зацепления нормальный $P_n, \text{мм}$	$\pi \cdot m_n$	?	
Шаг зацепления торцовый $P_t, \text{мм}$	$\pi \cdot m_t$	?	
Диаметр делительной окружности шестерни $d_1, \text{мм}$	$m_t \cdot z_1$	?	
Диаметр делительной окружности колеса $d_2, \text{мм}$	$m_t \cdot z_2$		?
Высота головки зуба $h_a, \text{мм}$	$m_n$	?	
Высота ножки зуба $h_f, \text{мм}$	$1,25m_n$	?	
Высота зуба $h, \text{мм}$	$h_a + h_f$	?	
Диаметр вершин $d_a, \text{мм}$	$d + 2h_a$	?	?
Диаметр впадин $d_f, \text{мм}$	$d - 2h_f$	?	?
Длина зуба шестерни $b_1, \text{мм}$	$b_2 + (5 \div 7)$	?	
Длина зуба колеса $b_2, \text{мм}$	$a_w \cdot \psi_a$		?
Передачное число $u$	$\frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$	?	
Степень точности зацепления	-		8

## *7. Проверочный расчет тихоходной ступени:*

*Проверочный расчет выполняется для тихоходной ступени, как наиболее нагруженной.*

### *7.1. Проверка зубьев на выносливость по контактным напряжениям:*

$$\sigma_H = k \frac{u+1}{a_w \cdot u} \sqrt{\frac{u+1}{b_2} \cdot T_p \cdot 10^3}$$

$T_p = T_2 \cdot k_{HD} \cdot k_H$  – расчетный момент, Н·м

## 7.2. Уточняем коэффициент нагрузки:

$$k_H = k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV}$$

$k_{H\alpha}$  – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

$k_{H\alpha} = 1$  - для прямозубых колес.

Значение  $k_{H\alpha}$  для косозубых и шевронных передач определяем из таблицы:

Окружная скорость $V$ , м/с	Степень точности по нормам плавности (ГОСТ 1643-81)				
	5	6	7	8	9
2,5	1,00	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1,00	1,02	1,05	1,09	1,16

$K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки по ширине венца зубчатого колеса выбираем из таблицы:

<i>Расположение зубчатых колес относительно опор</i>	<i>Твердость HB поверхностей зубьев</i>	
	$\leq 350$	$> 350$
<i>Симметричное</i>	$1,0 \dots 1,15$	$1,05 \dots 1,25$
<i>Несимметричное</i>	$1,10 \dots 1,25$	$1,15 \dots 1,35$
<i>Консоль</i>	$1,20 \dots 1,35$	$1,25 \dots 1,45$

$K_{HV}$  – динамический коэффициент определяют в зависимости от степени точности передачи, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей.

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{HV}$ при $V$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10
8	$\leq 350$ HB	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,4}{1,08}$

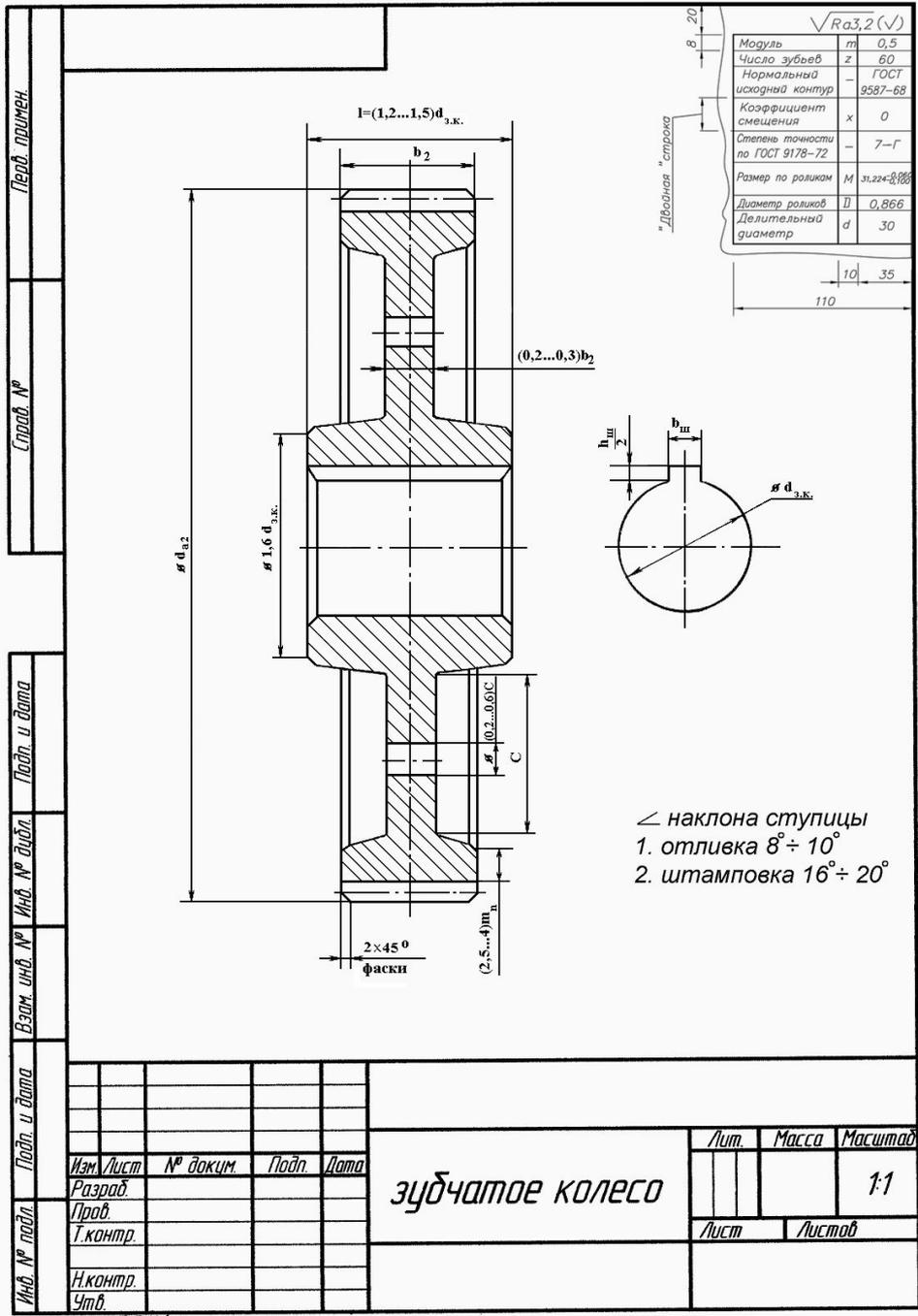
**Примечание.** В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.

*7.3. Рассчитываем отклонение величины действительного контактного напряжения от допустимого:*

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \leq \pm 5\%$$

*По принятым в общем машиностроении нормам для  $\sigma_H$  допускается отклонение  $\pm 5\%$ . Если отклонения выходят за указанные пределы, то размеры и другие параметры передачи необходимо откорректировать.*

*При больших отклонения порядка  $\pm 10...15\%$  можно рекомендовать: в небольших пределах изменить ширину колеса  $b_2$  (при перегрузках – увеличить, при недогрузках – уменьшить).*



Инд. № подл.    Подп. и дата    Взам. инв. №    Инв. № дробл.    Подп. и дата    Стаб. №    Пред. произв.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Проб.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

<b>зубчатое колесо</b>			Лит.	Масса	Масштаб
					1:1
			Лист	Листов	