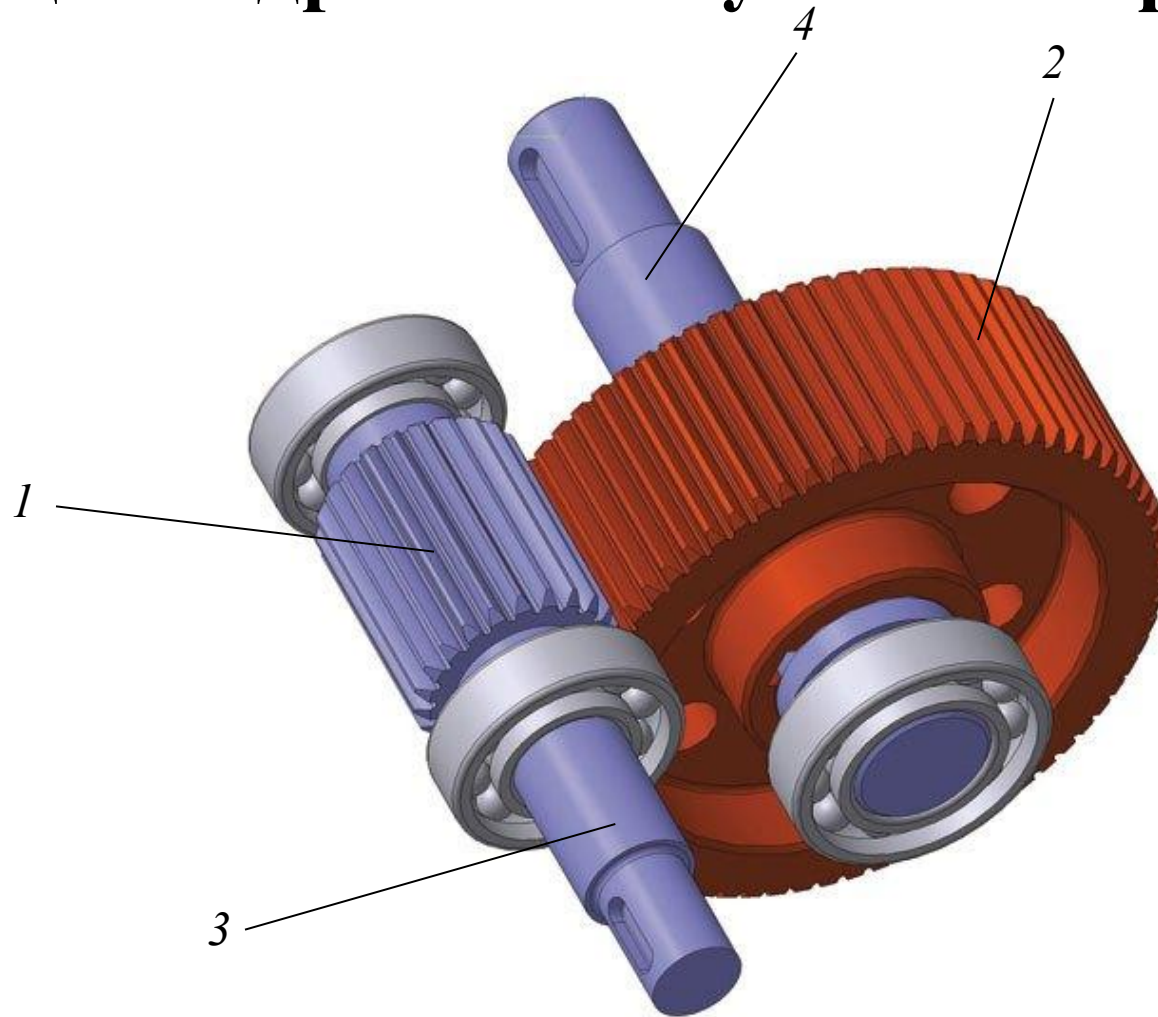


# Расчет геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи



- 1 – Шестерня
- 2 – Колесо
- 3 – Быстроходный вал
- 4 – Тихоходный вал

## 1 Межосевое расстояние, мм

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{\Psi_{ba} u [\sigma]_H^2}},$$

где  $K_a = 450$  – для прямозубых колес,  $K_a = 410$  – для косозубых и шевронных,  $MПа^{1/3}$ ;  $u$  – передаточное число зацепления; «+» – для внешнего зацепления; «-» – зацепление внутреннее;  $K_H = 1$  – коэффициент нагрузки (расчет проектировочный);  $T_1$  – крутящий момент на шестерни,  $Нм$ ;  $[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение для передачи в целом,  $MПа$ ;  $\Psi_{ba}$  – коэффициент ширины относительно межосевого расстояния принимают из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 в зависимости от положения колес относительно опор

- для прямозубых и косозубых передач:

*при симметричном расположении*.....0,315...0,5

*при несимметричном расположении*.....0,25...0,4

*при консольном расположении одного или обоих колес*.....0,2...0,25

- для шевронных передач  $\Psi_{ba} = 0,4 \dots 0,63$ . Меньшие значения  $\Psi_{ba}$  – для передач с твердостью зубьев  $H \geq 45 HRC$ .
- для передачи внутреннего зацепления  $\Psi_{ba} = 0,2(u + 1)/(u - 1)$ .

Вычисленное значение межосевого расстояния  $a_w$  округляют в большую сторону до стандартного значения: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560... $\times 10^n$ .

## 2 Основные размеры колеса, мм

– делительный диаметр  $d_2 = 2a_w \frac{u}{(u+1)}$ ;

– ширина  $b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w$ .

Полученное значение  $b_2$  округлить в ближайшую сторону по ряду нормальных линейных размеров.

Таблица

*Нормальные линейные размеры, мм (из ГОСТ 6636-69)*

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5	9	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

*Примечание.* Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

### 3 Модуль передачи, мм

Максимально допустимое значение определяют из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{max} \approx 2a_w / [17(u \pm 1)].$$

Минимальное значение определяют из условия прочности

$$m_{min} = \frac{K_m K_F T_1 (u \pm 1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где  $K_m = 3,4 \cdot 10^3$  – для прямозубых и  $K_m = 2,8 \cdot 10^3$  – для косозубых и шевронных передач;  $K_F = 1$  – коэффициент нагрузки (расчет проектировочный);  $[\sigma]_F$  – допустимое напряжение на изгиб для передачи, МПа.

Из полученного диапазона ( $m_{min} \dots m_{max}$ ) модулей принимают меньшее значение  $m$ , согласуя его со стандартным (ряд 1 следует предпочитать ряду 2):

Ряд 1, мм.....1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0.

Ряд 2, мм.....1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Для силовых передач минимальное значение модулей  $m \geq 1$  мм.

Если твердость  $\geq 40$  HRC, то минимальное значение модуля  $m \geq 1,5$  мм.



#### 4 Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес

$$\beta_{min} = \arcsin\left(\frac{4m}{b_2}\right);$$

шевроновых колес

$$\beta_{min} = 25^\circ;$$

для прямозубой передачи

$$\beta_{min} = 0^\circ.$$

Суммарное число зубьев

$$Z_s = \frac{2a_w \cos \beta_{min}}{m}.$$

Полученное значение  $Z_s$  округлить в меньшую сторону до целого числа и определить действительное значение угла  $\beta$

$$\beta = \arccos\left[\frac{Z_s m}{2a_w}\right].$$

– для косозубых колес

$$\beta = 8^\circ \dots 22^\circ,$$

– для шевронных колес

$$\beta = 25^\circ \dots 45^\circ.$$

## 5 Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_s}{u \pm 1}.$$

Полученное значение  $Z_1$  округлить в большую сторону до целого числа.

Для передач без смещения:  $X_1 = 0$  и  $X_2 = 0$ , где  $X_1$  и  $X_2$  – коэффициент смещения.

Предпочтительные значения  $Z_1 = 17 \dots 42$ . Если расчетное значение  $Z_1$  не принадлежит указанному диапазону, то уточнить значение модуля  $m$  (см. пункт 3).

При  $10 \leq Z_1 < 17$  передачу выполняют со смещением для исключения подрезания зубьев и повышения их прочности.

Коэффициент смещения:

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,6.$$

Для колеса внешнего зацепления принять  $X_2 = -X_1$ ;

для колеса внутреннего зацепления  $X_2 = X_1$ .

Число зубьев колеса внешнего зацепления  $Z_2 = Z_s - Z_1$ ;

внутреннего зацепления  $Z_2 = Z_s + Z_1$ .

## 6 Фактическое передаточное число

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 3% для одноступенчатых редукторов.

$$\Delta U = \frac{|U_{\phi} - U_H|}{U_{min}} \cdot 100\%,$$

где  $U_H = i_{ред}^H$  для одноступенчатых редукторов;  $U_{min}$  – минимальное значение из двух передаточных чисел (фактическое или номинальное).

## 7 Воспринимаемое смещение

Делительное межосевое расстояние, мм

$$a = \frac{0,5m(Z_2 \pm Z_1)}{\cos\beta}.$$

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = -(a_w - a)/m.$$

Воспринимаемое смещение, мм

$$ym = y \cdot m.$$

## 8 Диаметры колес, мм

– делительные диаметры:

шестерни..... $d_1 = Z_1 m / \cos \beta$ ;

колеса внешнего зацепления..... $d_2 = 2a_w - d_1$ ;

колеса внутреннего зацепления..... $d_2 = 2a_w + d_1$ ;

– диаметры окружности вершин:

внешнего зацепления шестерни..... $d_{a1} = d_1 + 2(1 + X_1 - y)m$ ;

колеса..... $d_{a2} = d_2 + 2(1 + X_2 - y)m$ ;

внутреннего зацепления шестерни..... $d_{a1} = d_1 + 2(1 + X_1)m$ ;

колеса..... $d_{a2} = d_2 - 2(1 - X_2 - 0,2)m$ ;

– диаметры окружности впадин:

внешнего зацепления шестерни..... $d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - X_1)m$ ;

колеса..... $d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - X_2)m$ ;

внутреннего зацепления шестерни..... $d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - X_1)m$ ;

колеса..... $d_{f2} = d_2 + 2(1,25 + X_2)m$ .