

*** Алгоритм расчёта
закрытой
цилиндрической
зубчатой передачи
на выносливость по
контактным
напряжениям.**

- * Основной причиной выхода из строя зубчатых колес закрытых и хорошо смазанных цилиндрических зубчатых передач является усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев.
- * Целью расчета закрытых цилиндрических зубчатых передач является определение размеров зубчатых колес, при которых предотвращается преждевременное их разрушение, в зависимости от величины передаваемой мощности, угловой скорости шестерни, передаточного числа и условного допускаемого контактного напряжения для материалов шестерни и колеса.

* 1. Определить крутящий момент на валу шестерни

T_{1H} .

$$T_{1H} = \frac{10^3 P}{\omega_1}$$

***2. Выбрать величину
вспомогательного
коэффициента K_d**

K_d - вспомогательный коэффициент

- 1. Для прямозубой передачи – 770;*
- 2. Для косозубой цилиндрической передачи – 675.*

*3. Выбрать величину параметра Ψ_{ba} .

1. $\Psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$ – для прямозубой цилиндрической передачи
2. $\Psi_{ba} = 0,12 \dots 0,6$ – для косозубой цилиндрической передачи
3. $\Psi_{ba} = 0,5 \dots 0,8$ до 1,2 – для шевронной цилиндрической передачи

*4. Определить величину параметра Ψ_{bd} .

$$\Psi_{bd} = \Psi_{ba} \cdot \frac{U+1}{2}$$

*** 5. Выбрать величину коэффициента K_{HB} , учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость.**

$$K_{HB} = 1,04 \dots 1,05 \text{ при } HB \leq 350;$$

*6. Определить расчетный начальный диаметр шестерни $d_{w1расч}$.

$$d_{w1расч} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H}}{\Psi_{bd}} \cdot \frac{K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{U+1}{U}}$$

***7. Определить межосевое
расстояние $a_{W_{расч}}$ и
уточнить его по ГОСТ
2186-66.**

$$a_{W_{расч}} = \frac{d_{W_{1расч}} (u + 1)}{2}$$

***8. Определить модуль $m_{расч}$ и
уточнить его по ГОСТ
9563-60.**

$$m_{расч} = (0,01...0,02)a_{W_{ГОСТ}}$$

$m_{расч}$ округляют до ближайшего $m_{ГОСТ}$.

*9. Назначить угол наклона зубьев β .

*Возможно выбрать в диапазоне от 8° до 22° . Мы возьмём $\beta=15^\circ$.

* 10. Определить суммарное число зубьев зубчатой пары Z_c .

$$Z_c = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_n}$$

***11. Определить
суммарное число
зубьев шестерни Z_1**

$$Z_1 = \frac{Z_c}{u + 1}$$

***12. Определить суммарное число зубьев колеса Z_2 .**

$$Z_2 = Z_C - Z_1$$

***13. Уточнить
передаточное число
зубчатой пары U'**

$$u' = \frac{Z_2}{Z_1}$$

***14. Уточнить угол
наклона зубьев β' .**

$$\beta = \arccos \frac{Z_c m}{2a_W}$$

*** 15. Определить параметры шестерни и колеса (начальные диаметры - d_w , диаметры окружности вершин - d_a , диаметры окружности впадин - d_f , ширину венцов - b_w).**

*Примечание: 1. Расчетную ширину венца шестерни и колеса округлить до целого число миллиметров из ряда нормальных линейных размеров.

*2. Результаты расчетов по пунктам 1, 8, 11, 12, 13, 14 и 15 свести в таблицу 1.

Таблица 1
Основные параметры цилиндрической зубчатой передачи

№ п/п	Наименование параметров	Шестерня	Колесо
1	Число зубьев Z		
2	Модуль m_n , мм		
3	Начальный диаметр d_w , мм		
4	Диаметры окружности вершин d_a , мм		
5	Диаметры окружности впадин d_f , мм		
6	Ширина венца b_w , мм		
7	Межосевое расстояние a_w , мм		
8	Угол наклона зубьев β' , град		

$$b_{W_{расч}} = \Psi_{bd} \cdot d_{W_1} - \text{ширина венца}$$

$$d_w = \frac{Z \times m_n \text{ГОСТ}}{\cos \beta} - \text{начальный диаметр}$$

$$d_a = d_w + 2m_n \text{ГОСТ}(1 + x) -$$

диаметр окружности вершин

$$df = d_w - 2m_n \text{ГОСТ}(1,25 - x) -$$

диаметр окружности впадин

При $x = 0$

*16. Определить линейную скорость V в зацеплении зубчатой передачи.

$$v = \frac{m \cdot Z_1 \cdot \omega_1}{2000}$$

*** 17. Определить силы, действующие в зацеплении.**

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{10^3 \cdot P}{v} = \frac{2000 \cdot T_{1H}}{d_{W1}}$$

Для прямозубой цилиндрической передачи

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Для косозубой цилиндрической передачи

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_H}{\cos \beta}$$

где α и α_H - угол зацепления, принимается равным 20° ;
 β - угол наклона зуба

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

*** 18. Выбрать величину
коэффициента Z_M ,
учитывающего механические
свойства материалов
сопряженных зубчатых
колес.**

для стальных колес $Z_M = 275 H^{1/2} / \text{мм}$;

*** 19. Выбрать величину коэффициента Z_H , учитывающего влияния кривизны рабочих поверхностей зубьев сопряженных зубчатых колес в полюсе зацепления.**

* для прямозубых $Z_H=1,77$;

* для косозубых и шевронных передач $Z_H=1,71...1,74$

***20. Выбрать величину коэффициента Z_{Σ} , учитывающего суммарную длину контактных линий.**

$$*Z_{\Sigma} = 0,9;$$

21. Выбрать величину коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего распределение нагрузки между зубьями при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев.

$$K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,19;$$

22. Выбрать величину коэффициента K_{Hv} , учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев.

$$K_{Hv} = 1,1 \dots 1,3;$$

***23. Проверить на контактную выносливость принятые размеры зубчатой передачи.**

$$\sigma_H = 22,4 \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\Sigma \cdot \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_{w_2}} \frac{(U+1)^3}{U} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}} \leq \sigma_{HP}$$