

3.1. Розрахунок закритих передач (відносно d_1)

Початкові дані:

Схема циліндричного редуктора [1, рис. 3.1.1, а].

Обертові моменти T_1 і T_2 (Н·м);

Частота обертання вхідного і вихідного вала n_1 і n_2 (хв.⁻¹);

Передаточне число u [1, табл..2.41].

Відношення $T_{\max}/T_{\text{ном}}$ [1, табл. 18.13.1].

Матеріали, термообробка зубчастих коліс [1, п. 3.2].

Напруження для проектного розрахунку $[\sigma']_H$ МПа [1, п. 3.4] і для перевірного розрахунку $[\sigma]_{H\max 1}$, $[\sigma]_{H\max 2}$, МПа [1, п. 3.4].

Режим навантаження передачі змінний: циклограма [1, рис. 3.4.1], або типовий режим [1, рис. 3.4.2].

Розрахунок:

Рекомендується така послідовність розрахунку передачі:

1. Розраховати діаметр шестірни, мм:

$$d'_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\psi_{bd} [\sigma']_H^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u^2} \cdot 10^3},$$

де $k_d = 77,0 \text{ МПа}^{1/3}$ – для *прямозубих* коліс;

$k_d = 65,5 \text{ МПа}^{1/3}$ – для *косозубих* коліс;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця щодо діаметра шестірни; $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$

який залежить від твердості НВ, розташування коліс щодо опор) [1, табл. 4.2.8];

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності, залежить від твердості НВ, розташування коліс щодо опор, і коефіцієнта ψ_{bd} [1, рис. 4.2.2, а,б];

k_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

(+/-) - зачеплення зовнішнє/внутрішнє [1, рис. 3.1.1, а, б].

2. Вибрати основні параметри передачі

2.1. Ширина вінця зубчастого колеса, мм:

$$b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d'_1$$

Ширину вінця b_2 округляють до цілого числа, мм.

Подальший розрахунок виконують окремо для косозубих і прямозубих передач.

Косозубі передачі ($\beta = 8 \dots 22^\circ$)

2.2. Розрахувати міжосьову відстань, мм:

$$a'_w = \frac{d'_1(u+1)}{2}$$

Значення a_w округляти до найближчого значення a_w , мм ($a_w \approx a'_w$)_w відповідно до ГОСТ [1, табл. 4.2.2].

2.3. Прийняти попередньо коефіцієнт осьового перекриття:

- $\varepsilon_\beta = 1,0$, визначити оптимальне значення модуля зачеплення,

мм:

$$m_{omm} = b_2 \sin \frac{\beta'}{\pi},$$

- $z' = 17$, визначити максимальне значення модуля зачеплення, мм:

$$m_{\max} = d_1 \cos \frac{\beta'}{z'_1}.$$

Тут $\beta' = 15^\circ$ – попередній кут нахилу зуба. Значення модуля округляють до найближчого значення $m_n \approx m_{omm}$ ($m_{\max} \leq m_{\max}$) відповідно до ГОСТ [1, табл. 4.2.5].

2.4. Знайти сумарне число зубів передачі

$$z'_\Sigma = 2a_w \cos \frac{\beta'}{z'_1},$$

округлити до найближчого цілого числа z_Σ .

2.5. Визначити кут нахилу зуба

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w},$$

(точність розрахунку – 4 знаки після коми).

Звідки $\beta = \arccos \beta = \underline{\quad}^\circ \underline{\quad}' \underline{\quad}''$.

2.6. Число зубів шестірні

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

z_1 округлити до найближчого цілого числа ($z_1 > 17$),

Число зубів колеса: $z_2 = z_\Sigma - z_1$.

2.7. Дійсне передатне число передачі

$$u_D = \frac{z_2}{z_1},$$

2.8. Діаметри початкових кіл коліс, мм:

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$$

(точність розрахунку – 2 знаки після коми).

Прямозубі передачі ($\beta = 0^\circ$)

2.9. Прийняти попередньо $z_1' = 17$, визначити значення модуля зачеплення m , мм:

$$m = \frac{d_1'}{z_1'}$$

та округлити до найближчого значення відповідно до даних [1, табл. 4.2.5].

2.10. Число зубів шестірні

$$z_1 = \frac{d_1'}{m}.$$

z_1 – число ціле, бажано просте ($z_1 \geq 17$).

2.11 Число зубів колеса

$$z_2 = z_1 u.$$

z_2 – число ціле.

2.12. Розрахувати міжосьову відстань, мм:

$$a_w = 0,5m(z_2 \pm z_1).$$

При необхідності мати стандартну міжосьову відстань a_w [1, табл. 4.2.2] виконують коригування зубів [1, п. 4.3].

2.13. Дійсне передатне число передачі

$$u_{Д} = \frac{z_2}{z_1}.$$

2.14. Визначають діаметри зубчастих коліс, мм:

- початкових $d_{w1} = m_n z_1$; $d_{w2} = m_n z_2$;
- вершин зубів $d_{a1} = m_n (z_1 + 2)$; $d_{a2} = m_n (z_2 + 2)$;
- ніжок зубів $d_{f1} = m_n (z_1 - 2,5)$; $d_{f2} = m_n (z_2 - 2,5)$;

3. Перевірний розрахунок втомної контактної витривалості зубів

3.1. Колова сила в зачепленні, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}},$$

3.2. Колова швидкість коліс, м/с:

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

3.3. Ступінь точності зубів знаходять за коловою швидкістю v та кутом β нахилу зубів [1, табл. 4.2.12].

3.4. Коефіцієнт $k_{H\beta}$, що враховує динамічне навантаження в зачепленні залежить від швидкості, ступеня точності та твердості зубів [1, табл. 4.2.10].

3.5. Коефіцієнт k_{Ha} , що враховує нерівномірність навантаження пар зубів, що зачіпляються одночасно визначають за швидкістю ϑ і ступенем точності:

- для коліс з *прямими* зубами $k_{Ha} = 10$;
- для коліс з *косими* зубами k_{Ha} [1, табл. 4.2.11].

3.6. Коефіцієнт $k_{H\beta}$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при втомній контактній витривалості зубів. Залежить від твердості HB зубів, розташування коліс щодо опор, та коефіцієнта ψ_{bd} ширини вінця щодо діаметра шестерні [1, рис. 4.2.2, а,б].

3.7. Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = \frac{F_t k_{H\beta} k_{Hv} k_{Ha} k_A}{b_2}$$

3.8. Розрахувати допустимі контактні напруження для перевірного розрахунку, МПа:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H\lim 1} z_{N1} z_R z_v z_X}{S_{H1}};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H\lim 2} z_{N2} z_R z_v z_X}{S_{H2}},$$

де $\sigma_{H\lim 1}$ і $\sigma_{H\lim 2}$ – границя контактної витривалості, МПа, яка залежить від твердості НВ зубів [1, табл.3.4.1];

z_{N1}, z_{N2} – коефіцієнт довговічності [1, п. 3.4, підп. 2.3];

z_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхонь зубів [1, табл. 4.8.3]:

- для $Ra = 3,2 \dots 0,8$ $Z_R = 1,00$;
- для $Ra = 6,3 \dots 3,2$ $Z_R = 0,95$;
- для $Ra = 12,5 \dots 6,3$ $Z_R = 0,90$;

z_v – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості коліс [1, рис. 3.4.6];

z_X – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса [1, рис. 3.4.7], для $d_w < 700$ мм $Z_X = 1,0$; S_H – коефіцієнт запасу міцності [1, п. 3.4. підп. 2.3].

Допустимі контактні напруження, МПа:

- для *прямозубих* коліс вибирають менше із двох значень

$$[\sigma]_H = \sigma_{H1\min} \text{ або } [\sigma]_{H2} = \sigma_{H2\min};$$

- для *косозубих* і *шевронних* коліс беруть

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2});$$

при виконанні умови

$$[\sigma]_H \leq 1,25[\sigma]_{H2\min};$$

3.9. Розрахувати контактні напруження та умову витривалості зубів:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]'_H,$$

де Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення.

Для *косозубих коліс*

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}};$$

Z_H – залежить від кута нахилу зуба β згідно з ГОСТ21354-87 або

$$Z_H \approx 2,50 \sqrt{\cos \beta}$$

Для *коліс з прямими зубами* $Z_H \approx 2,50$;

$Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс;

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

Для *косозубих коліс*

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} \quad (\text{при } \varepsilon_\beta \geq 1)$$

де ε_a – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\varepsilon_a = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right) \cos \beta.$$

Для *прямозубих коліс*

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}}.$$

Для виконання умови [1, п. 3.9] можлива зміна твердості зубчастих коліс і допустимих напружень $[\sigma]_H$ [1, п.3.4, підп.3].

3.10. Діаметри зубчастих коліс, мм:

- початкових $d_{w1} = m_n \frac{z_1}{\cos \beta}; d_{w2} = m_n \frac{z_2}{\cos \beta};$
- вершин зубів $d_{a1} = \frac{m_n(z_1 + 2)}{\cos \beta}; d_{a2} = \frac{m_n(z_2 + 2)}{\cos \beta};$
- ніжок зубів $d_{f1} = \frac{m_n(z_1 - 2,5)}{\cos \beta}; d_{f2} = \frac{m_n(z_2 - 2,5)}{\cos \beta}$

(точність розрахунків – 2 знаки після коми).

4. Перевірний розрахунок втомної витривалості зубів при згині

4.1. Коефіцієнт k_{Fv} , враховує динамічне навантаження в зачепленні [1, табл. 4.2.10] залежить від коллової швидкості, ступеня точності, твердості зубів [1, табл. 4.2.10].

4.2. Коефіцієнт, $k_{F\beta}$ враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубів при згині знаходять за твердістю НВ, розташування коліс щодо опор та коефіцієнта ширини вінця щодо діаметра шестерні ψ_{bd} [1, рис. 4.2.2, в,г].

4.3. Коефіцієнт k_{Fa} , що враховує нерівномірність навантаження для пар зубів, що зачіпляються одночасно:

k_{Fa} – залежить від коллової швидкості та ступеня точності;

$k_{Fa} = 1,0$ – для коліс із *прямими зубами*;

k_{Fa} – для коліс з *косими зубами* прийняти за даними [1, табл. 4.2.11].

4.4. Питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ft} = \frac{F_t k_{F\beta} k_{Fv} k_{Fa} k_A}{b_2}$$

4.5. Еквівалентне число зубів:

- для коліс з *прямими зубами* $Z_{1E} = Z_1$; $Z_{2E} = Z_2$;

- для коліс з *косими зубами* $Z_{1E} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}$; $Z_{2E} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}$

4.6; Коефіцієнт, що враховує форму зубів:

Y_{FS1} і Y_{FS2} знаходять за еквівалентним числом зубів [1, рис.4.2.3].

4.7. Допустимі напруження при згині для перевірного розрахунку, МПа:

- базове число циклів навантаження;

$$N_{F\lim} = 4 \cdot 10^5;$$

- еквівалентне число циклів навантаження

$$N_{FE1} = 60n_1 L_h c K_{FE}; \quad N_{FE2} = 60n_2 L_h c K_{FE}$$

де $L_h = n_{\text{рік}} 365 n_{\text{вм}} 8 k_{\text{рік}} k_{\text{добр}}$ – довговічність роботи передачі, год;

$c = 1, 2, \dots$ – число зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі) – [1, рис. 3.4.4];

$$K_{FE} = \sum \left(\left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{q_F} \cdot \left(\frac{t_i}{L_h} \right) \right) \quad (i = I, II, III, \dots) - \text{коефіцієнт інтенсивності}$$

навантаження.

Визначити K_{FE} відповідно до циклограми навантаження

[1, рис. 3.4.1];

q_F – показник степеня кривої втоми;

$q_F = 6,0$ – для $HB \leq 350$;

$q_F = 9,0$ – для $HB > 350$;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

$$Y_{N1} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE1}}} ; \quad Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_{FE2}}} ;$$

$1 \leq Y_N = 4,0$ – для $HB \leq 350$;

$1 \leq Y_N \leq 2,5$ – для $HB > 350$;

Для $N_{F \lim 1} \leq N_{FE1}$; $Y_N = 1$

$N_{F \lim 2} \leq N_{FE2}$; $Y_N = 1$

- границя витривалості зубів при згині, МПа:

$\sigma_{F \lim 1}$ і $\sigma_{F \lim 2}$ в залежності від твердості знаходять за даними [1, табл. 3.4.1].

- допустимі напруження при згині, МПа:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim 1} Y_{N1} Y_A Y_R Y_X}{S_F} ;$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim 2} Y_{N2} Y_A Y_R Y_X}{S_F}$$

де Y_A – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба:

$Y_A = 1,0$ – за відсутності реверса;

$Y_A = (0,7 \dots 0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної

поверхні зуба:

$Y_R = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

Y_R [1, табл. 3.4.1] – для шліфованої поверхні;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса:

$$Y_X = 1,05 - 0,000125d_{w1}$$

$$Y_X = 1,05 - 0,000125d_{w2};$$

$S_F = (1,7...2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4.8 Розрахунок виконують для того елемента пари ”шестірня – колесо”, який має менше значення відношення допустимого напруження згину до коефіцієнта форми зуба $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}}$ або $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}}$

4.9. Розрахувати напруження зуба при згині та умову витривалості зубів

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_{F1};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_{F2},$$

де Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба:

- для коліс з *прямими* зубами $Y_\beta = 1,0$;
- для коліс з *косими* зубами $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120}$;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів:

- для коліс з *прямими* зубами $Y_\varepsilon = 1,0$;
- для коліс з *косими* зубами $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a}$; ε_a [1, п. 3.8].

5. Перевірити міцність зубів при перевантаженнях

5.1. Умова міцності зубів за максимальними контактними напруженнями, МПа:

$$\sigma_{H \max 1} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max 1};$$

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq [\sigma]_{H \max 2}$$

5.2 Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині, МПа:

$$\sigma_{F_{\max 1}} = \sigma_{F1} \frac{T_{\max}}{T_{\text{nom}}} \leq [\sigma]_{F_{\max 1}} ;$$

$$\sigma_{F_{\max 2}} = \sigma_{F2} \frac{T_{\max}}{T_{\text{nom}}} \leq [\sigma]_{F_{\max 2}}$$

6. Сили в зачепленні зубчастих коліс

6.1. Уточнений крутний момент на шестірні, Н м:

$$T_{1y} = \frac{T_1 u}{u_{\text{д}}}$$

6.2. Колові сили, Н:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}} ; F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}}$$

6.3. Радіальні сили, Н:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} ; F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

6.4. Осьові сили, Н:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta ; F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta \quad (\alpha = 20^\circ)$$

Основні параметри і розміри одержані при розрахунках приведені на рис. 3.1.

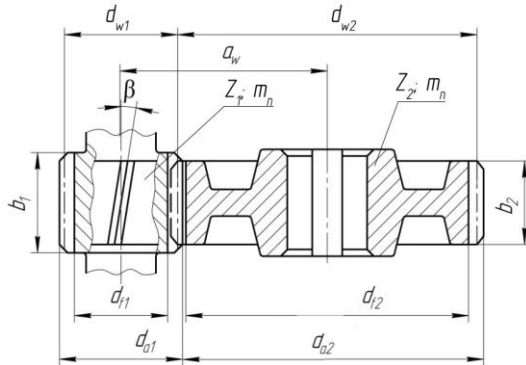


Рис. 3.1. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунку міцності циліндричних передач