

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Methodische Winke
für die Berechnungs-graphische Aufgabe
“Berechnung der Getriebe des Tragband-Zahntriebes“
für die Studenten aller Fächer für den Maschinenbau

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічного завдання
“Розрахунок передач пасово-зубчастого приводу“
з курсу “Деталі машин”
для студентів усіх машинобудівних спеціальностей

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол №1 від 07.06.13 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2013

Methodische Winke für die Berechnungs-graphische Aufgabe “Berechnung der Getriebe des Tragband-Zahntriebes“ für das Fach “ Maschinenteile” / Verfasser. J.O. Ostapchuk, W.W. Klitnoy, W.W. Ofiy, W.I. Franzusow – / Kharkiv: NTU “KhPI”, 2013.

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічного завдання “Розрахунок передач пасово-зубчастого приводу” з курсу “Деталі машин”/ уклад. Ю.О. Остапчук, В.В. Клітної, В.В. Офій, В.І. Французов / Х. : НТУ “ХПІ”, 2013. – 40 с. – укр. та нім. мовами.

Укладачі: Ю.О. Остапчук
В.В. Клітної
В.В. Офій
В.І. Французов

Рецензент В.В. Офій

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

ВСТУП

Методичні вказівки розроблені для студентів усіх машинобудівних спеціальностей та є частиною методичного забезпечення курсу «ДЕТАЛІ МАШИН».

Методичні вказівки включають чітке викладення процесів розрахунку силових та кінематичних характеристик пасово-зубчастого приводу ланцюгового конвеєра, а також розрахунки механічних передач приводу: клинопасової та зубчастої циліндричної косозубої передачі. Робота логічно закінчується розробкою технічної документації у вигляді розрахунково-пояснювальної записки та креслень двох деталей приводу: шківів клинопасової передачі та зубчастого колеса.

Методичні вказівки, крім української, викладені ще й німецькою мовою, що дуже важливо в умовах прийняття НТУ "ХП" умов навчання по Болонському процесу.

1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА РОЗРАХУНОК ГОЛОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА

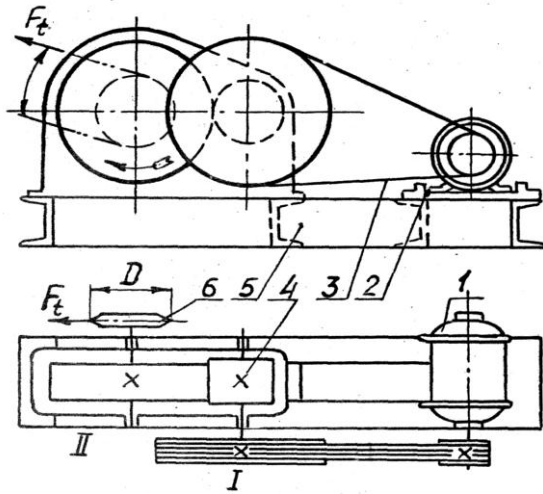


Рис.1. Схема приводу

- 1 – електродвигун;
- 2 – натяжний пристрій;
- 3 – передача з гнучкою ланкою;
- 4 – зубчаста передача;
- 5 – рама;
- 6 – зірочка (муфта).

Вихідні дані:

- $F_t = 7$ кН – колова сила на діаметрі D ;
- $V_t = 0,6$ м/с – колова швидкість на діаметрі D ;
- $D = 120$ мм – дільний діаметр ведучої зірочки робочого механізму (РМ).

1.1. Визначаємо потужність на вихідному валу II:

$$P_t = F_t \cdot V_t = 7 \cdot 0,6 = 4,2 \text{ кВт};$$

1.2. Визначаємо коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу [1, с. 15]:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{к.п}} \cdot \eta_{\text{з.п}} \cdot \eta_{\text{п.п}} = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,92;$$

де $\eta_{\text{к.п}} = 0,94 \dots 0,96$ – ККД клинопасової передачі;

$\eta_{\text{з.п}} = 0,96 \dots 0,98$ – ККД закритої зубчастої циліндричної передачі;

$\eta_{\text{п.п}} = 0,94 \dots 0,96$ – ККД однієї пари підшипників кочення;

1.3. Визначаємо розрахункову потужність електродвигуна:

$$P_0 = \frac{P_t}{\eta_{\text{в}}} = \frac{4,2}{0,92} = 4,57 \text{ кВт},$$

1.4. Визначаємо частоту обертів вихідного вала приводу:

$$n_2 = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 120} = 95,54 \text{ об} \cdot \text{с}^{-1}.$$

1.5. Визначаємо рекомендоване передаточне число приводу [1, с.15]:

$$U_{\text{пр}} = U_{\text{к.п}} \cdot U_{\text{з.п}} = 2,5 \cdot 4 = 10;$$

де $U_{\text{к.п}} = 2 \dots 4$ – передаточне відношення клинопасової передачі;

$U_{\text{з.п}} = 2 \dots 6$ – передаточне відношення циліндричної зубчастої передачі.

1.6. Визначаємо можливу частоту оберту двигуна, хв.⁻¹:

$$n_0' = n_2 \cdot U_{\text{пр}} = 95,54 \cdot 10 = 955,4.$$

1.7. Обираємо електродвигун серії 4А згідно з ДЕСТ 19523-81 [1, табл. 2]:

- тип електродвигуна – 4А132S6У3;
- потужність електродвигуна – $N_0 = 5,5$ кВт;
- частота оберту вала електродвигуна – $n_{\text{ЕД}} = 965$ хв.⁻¹; $\frac{T_{\text{і оñ}}}{T_{\text{і іі}}} = 2$; $\frac{T_{\text{і äèñ}}}{T_{\text{і іі}}} = 2,2$.

1.8. Визначаємо дійсне передаточне число привода:

$$U_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{ää}}}{n_2} = \frac{965}{95,5} = 10,10.$$

1.9. Визначаємо дійсні передаточні числа передач приводу:

$$\text{Приймаємо } U_{\text{к.п}} = 2,5, \text{ тоді } U_{\text{з.п}} = \frac{U_{\text{і ð}}}{U_{\text{è.і}}} = \frac{10,10}{2,5} = 4,04.$$

1.10. Визначаємо частоти оберту валів приводу, хв.⁻¹:

$$n_0 = n_{\text{ЕД}} = 965;$$

$$n_1 = \frac{n_0}{U_{\text{è.і}}} = \frac{965}{2,5} = 386;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{ç.і}}} = \frac{386}{4,04} = 95,55.$$

1.11. Визначаємо потужності на валах приводу, кВт:

$$P_0 = 4,57;$$

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_{\text{к.п}} \cdot \eta_{\text{п.п}} = 4,57 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 4,34;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{з.п}} \cdot \eta_{\text{п.п}} = 4,34 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 4,21.$$

1.12. Визначаємо крутні моменти на валах приводу, нм:

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \frac{4,57}{965} = 45,23;$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4,34}{386} = 107,38;$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{4,21}{96,55} = 416,64.$$

1.13. Визначаємо орієнтовні діаметри валів приводу, мм:

$$d_0 = d_{\text{ЕД}} = 38 [1, \text{табл. 3}];$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{107380}{0,2 \cdot 20}} = 29,9;$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{416640}{0,2 \cdot 20}} = 47,$$

де $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа – допустиме напруження для редукторних валів [1, с. 136]

Приймаємо [1, табл. 1] $d_2 = 32$ мм, $d_3 = 50$ мм.

Таблиця 1 – Параметри приводу

	P (кВт)	n (хв ⁻¹ .)	T (нм)	d (мм)	U	Тип зв'язку
0	4,57	965	45,23	38	2,5	пасова передача
1	4,34	386	107,38	32	4,04	зубчастий редуктор
2	4,21	96,55	416,64	50		

2. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

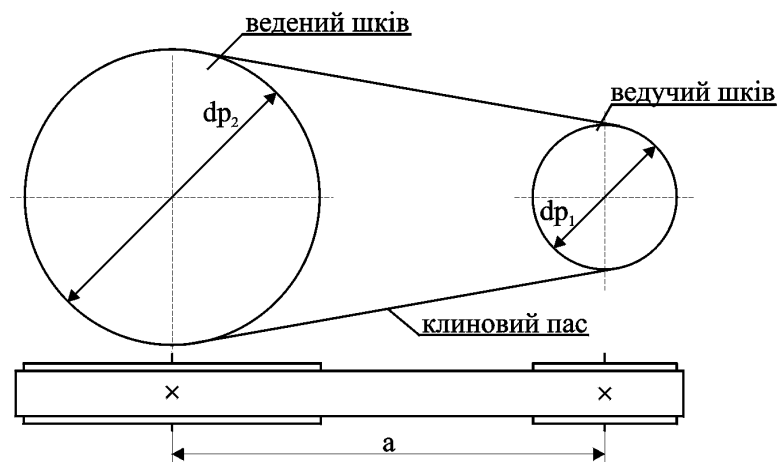


Рис. 2. Схема клинопасової передачі

Вихідні дані: $P_1 = P_0 = 4,57$ кВт – потужність на вхідному валу передачі;

$n_1 = 965$ хв⁻¹ – частота обертів вхідного вала передачі;

$U_{кл.} = 2,5$ – передаточне число передачі;

$T_1 = 45,23$ нм – крутний момент на вхідному валу.

Кількість змін – 2.

2.1. Визначаємо профіль паса [1, табл. 2.12] згідно з крутним моментом T_1 :

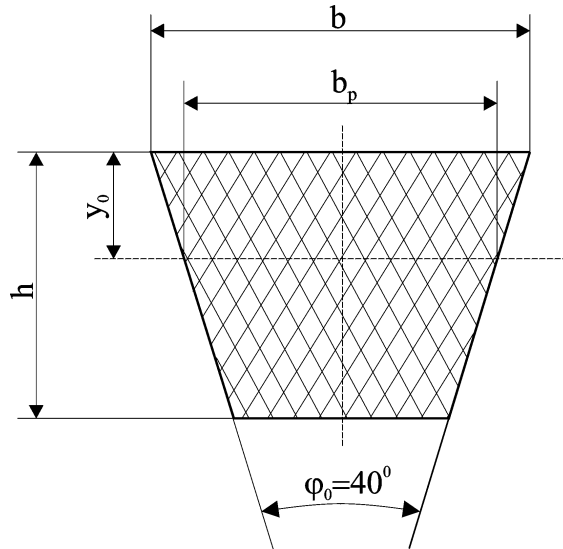


Рис. 3. Профіль паса “Б”

Приймаємо профіль паса “Б” з розмірами перерізу

$$b_p = 14 \text{ мм};$$

$$h = 10,5 \text{ мм};$$

$$b = 17 \text{ мм};$$

$$y_0 = 4 \text{ мм};$$

$$A = 1,38 \text{ см}^2;$$

2.2. Визначаємо діаметр ведучого шківa [1, табл. 2.21]:

$$d_{p1} = 160 \text{ мм.}$$

2.3. Визначаємо діаметр веденого шківa, мм:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot U_{\text{кп}} (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 2,5 (1 - 0,01) = 396,$$

де $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт ковзання [1, с.18].

Згідно з ДЕСТ 17383-73 [1, табл. 2.21] приймаємо $d_{p2} = 400 \text{ мм.}$

2.4. Фактичне передаточне відношення

$$U_{\text{кп}} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)} = \frac{400}{160 \cdot (1 - 0,01)} = 2,52.$$

2.5. Визначаємо швидкість паса, м/с:

$$V_1 = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 965}{60 \cdot 1000} = 8,08 < [V] = 25.$$

2.6. Частота обертів веденого вала, хв^{-1} .:

$$n_1 = n_0 \frac{d_{p1}}{d_{p2}} (1 - \varepsilon) = 965 \frac{160}{400} (1 - 0,01) = 382 .$$

2.7. Визначаємо міжосьову відстань [1, табл. 2.14], мм:

$$a = K_a \cdot d_{p2} = 1,1 \cdot 400 = 440 \text{ мм} \quad \rightarrow \quad K_a = 1,1.$$

2.8. Розрахункове значення довжини паса, мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = 2 \cdot 440 + \frac{3,14}{2}(160 + 400) + \frac{(400 - 160)^2}{4 \cdot 440} = 1792 .$$

Вибираємо стандартну довжину паса [1, стор. 26]: $L = 1800$ мм.

2.9. Перевіряємо умову обмеженості числа пробігів паса, 1/с:

$$U = \frac{V_1}{L} = \frac{8,08}{1,8} = 4,5 < [U] = 7 \dots 10$$

2.10. Уточнюємо міжосьову відстань, мм:

$$a' = \frac{2L - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1800 - 3,14(160 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1800 - 3,14(160 + 400)]^2 - 8(400 - 160)^2}}{8} = 444 .$$

2.10.1. Мінімальне значення міжосьової відстані, мм:

$$a_{\min} = a - 0,01L = 440 - 0,01 \cdot 1800 = 426.$$

2.10.2. Максимальне значення міжосьової відстані, мм:

$$a_{\max} = a + 0,025L = 440 + 0,025 \cdot 1800 = 481.$$

2.11. Перевіряємо кут обхвату ведучого шківів:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{400 - 160}{444} = 147^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ$$

2.12. Знаходимо коефіцієнт довжини паса:

$$\frac{L}{L_0} = \frac{1800}{2240} = 0,8 \rightarrow C_L = 0,95 \quad \{1, \text{табл. 2.19}\},$$

де $L_0 = 2240$ мм – базова довжина паса “Б” [1, табл. 2.15].

2.13. Вихідна потужність паса [1, табл. 2.15] при $d_{p1} = 160$ мм

$$V_1 = 8,08 \text{ м/с} \rightarrow N_0 = 2,62 \text{ кВт}$$

2.14. Коефіцієнт кута обхвату [1, табл. 2.18] $C_\alpha = 0,91.$

2.15. Поправка до обертового моменту на передаточне відношення [1, табл. 2.20]

$$\Delta T = 3,1 \text{ Нм.}$$

2.16. Поправка до потужності, кВт:

$$\Delta N_n = 0,0001 \Delta T \cdot n_1 = 0,0001 \cdot 3,1 \cdot 965 = 0,3$$

2.17. Знаходимо коефіцієнт режиму роботи [1, табл. 2.8]:

$$C_p = 0,92.$$

2.18. Допустима потужність на один клиновий пас, кВт:

$$[N] = (N_0 \cdot C_\alpha C_L + \Delta N) C_p = (2,62 \cdot 0,91 \cdot 0,95 + 0,3) \cdot 0,92 = 2,35$$

2.19. Розрахункове число пасів $z = \frac{N}{[N]} = \frac{4,57}{2,35} = 1,98$, де $N = P_1$

2.20. Коефіцієнт нерівномірності навантаження пасів [1, с. 28]

$$C_z = 0,95$$

2.21. Визначаємо дійсне число пасів:

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{1,98}{0,95} = 2,1.$$

Приймаємо число пасів $z' = 3 < [z'] = 8$.

2.22. Зусилля попереднього натягу одного клинового паса, н:

$$S_{01} = \frac{780N}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + qV^2 = \frac{780 \cdot 4,57}{8,08 \cdot 0,91 \cdot 0,92 \cdot 3} + 0,18 \cdot 8,08^2 = 219.$$

де $q = 0,18 \text{ кг/м}$ [1, табл. 2.12].

2.23. Визначаємо силу тиску на вали передачі, Н:

$$Q = 2 S_{01} \cdot z' \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 219 \cdot 3 \cdot \sin \frac{147}{2} = 1260.$$

2.24. Визначаємо розміри ободу шківа

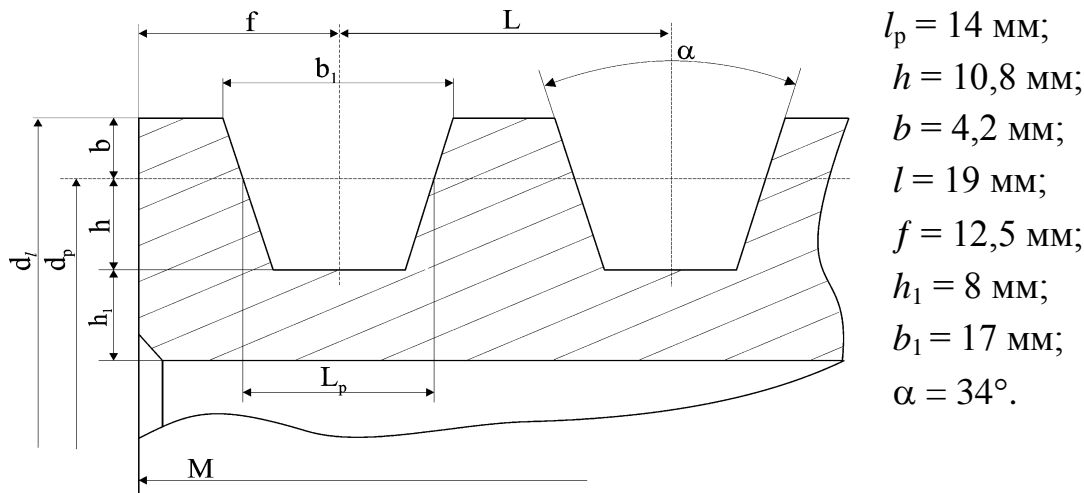


Рис. 4. Розміри ободу шківа [1, табл. 2.21].

Зовнішні діаметри шківів:

$$d_{e1} = d_{p1} + 2b = 160 + 8,4 = 168,4 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = d_{p2} + 2b = 400 + 8,4 = 408,4 \text{ мм}.$$

Ширина обода шківів:

$$M = (z' - 1) \cdot L + 2f = (3 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63 \text{ мм}.$$

3. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ КОСОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ

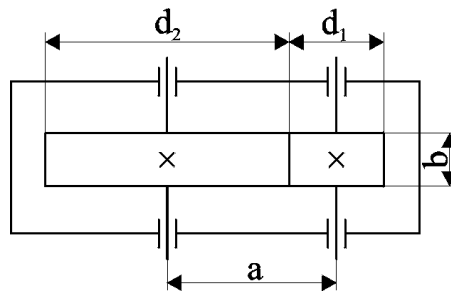


Рис. 5. Схема зубчастої циліндричної передачі.

Вихідні дані: $P_1 = 4,34$ кВт; потужність на вхідному валу

$$n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{U_{\text{дв}}} = \frac{965}{2,525} = 382 \text{ хв}^{-1}; \text{ частота обертання вхідного вала}$$

$$U_{3,п} = \frac{U_{\text{вх}}}{U_{\text{дв}}} = \frac{10,10}{2,525} = 4; \text{ передаточне число}$$

Строк служби передачі $t_{\Sigma} = 10000$ год.

Навантаження змінне; передача – нереверсивна; $K_{п} = 1,8$;

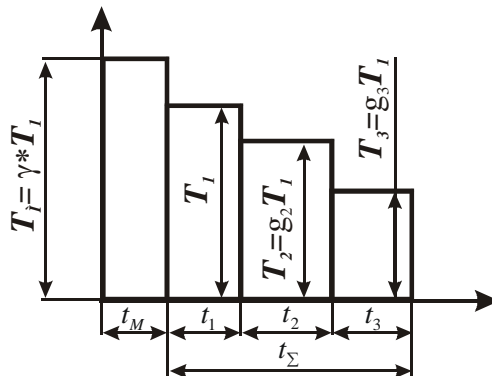


Рис. 6.

3.1. Вибираємо матеріал для виготовлення шестерні та колеса [1, табл. 3.12]:

- матеріал шестерні – Ст40Х (S < 60 мм);
- матеріал колеса – Ст40Х (S > 100 мм);
- термообробка – поліпшення;
- $HV_1 = 260 \dots 280$; $HV_2 = 230 \dots 260$.

Розрахункові значення механічних характеристик:

- шестірна: $\sigma_B = 1000$ МПа;
 $\sigma_T = 800$ МПа;
 $HV_1 = 280$;
- колесо: $\sigma_B = 750$ МПа;
 $\sigma_T = 520$ МПа;
 $HV_2 = 250$.

3.2. Визначаємо допустиме напруження на згин для зубців шестерні, МПа:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim1}}{S_F} \cdot Y_S Y_R = \frac{504,0}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 288,0,$$

де 1) границя витривалості при згині [1, табл. 3.19]

$$\sigma_{F\lim1} = 1,8HV = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

2) коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження $K_{FC} = 1$;

3) коефіцієнт довговічності $K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}$;

4) база випробувань $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

5) еквівалентне число циклів змін напружень за строк служби передачі

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_E \cdot \sum_{i=1}^3 \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{m_F} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = 60 \cdot 382 \cdot 10000(1^6 \cdot 0,3 + 0,6^6 \cdot 0,5 + 0,4^6 \cdot 0,2) = 74,3 \cdot 10^6;$$

6) коефіцієнт довговічності, $K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{74,3 \cdot 10^6}} = 1,0$, бо $N_{FE1} > N_{F0}$.

7) границя витривалості зубців на згин, що відповідає еквівалентному числу циклів змін напружень:

$$\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1} = 504 \cdot 1 \cdot 1,0 = 504,0;$$

8) коефіцієнт безпеки $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75$,

де $S'_F = 1,75$ [1, табл. 3.19], $S''_F = 1$ [1, табл. 3.21].

9) коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень $Y_S = 1$;

10) коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця $Y_R = 1$.

3.3. Допустиме напруження на згин для зубців колеса, МПа:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2} \cdot Y_S Y_R}{S_F} = \frac{450,0}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 257,1.$$

Попередньо визначаємо (аналогічно за попереднім пунктом 3.2):

$$- \sigma_{F\lim2} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}$$

$$- N_{FE2} = N_{FE1} / u_{\zeta} = 74,3 \cdot 10^6 / 4 = 8,6 \cdot 10^6$$

$$- K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{18,6 \cdot 10^6}} = 1,0, \text{ бо } N_{FE2} > N_{F0};$$

$$- \sigma_{F\lim2} = \sigma_{F\lim2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2} = 450 \cdot 1 \cdot 1,0 = 450,0.$$

3.4. Допустиме напруження на згин при дії максимальної навантаження :

3.4.1. Для зубців шестерні

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F\lim M1}}{S_{FM1}} \cdot Y_S = \frac{1344}{1,75} \cdot 1 = 768,0 \text{ МПа.}$$

Тут є граничне напруження, яке не спричиняє залишкових деформацій, або крихкої поломки зубців [1, (табл. 3.19)] $\sigma_{F\lim M1} = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ МПа}$, та коефіцієнт безпеки [1, табл. 3.19] $S_{FM1} = S_F = 1,75$

3.4.2. Для зубців колеса

Аналогічно до п. 3.4.1 знаходимо

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{F\lim M2}}{S_{FM2}} \cdot Y_S = \frac{1200}{1,75} \cdot 1 = 685,71 \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{F\lim M2} = 4,8 \cdot 250 = 1200 \text{ МПа}$

3.5. Допустиме контактне напруження для зубців шестерні

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R Z_V = \frac{630,0}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 544 \text{ МПа.}$$

Попередньо визначаємо:

1) границю контактної витривалості зубців шестерні, що відповідає базовому числу випробувань [1, табл. 3.17] $\sigma_{H\lim1} = 2HB + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630$;

2) базове число випробувань $N_{HO1} = 30 \cdot (HB_1)^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7$;

3) еквівалентне число циклів навантаження зубців

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_E \cdot \sum_{i=1}^3 \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{m_H/2} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = 60 \cdot 382 \cdot 10000(1^3 \cdot 0,3 + 0,6^3 \cdot 0,5 + 0,4^3 \cdot 0,2) = 9,6 \cdot 10^7;$$

4) коефіцієнт довговічності $K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{2,24 \cdot 10^7}{9,6 \cdot 10^7}} = 1,0$, бо

$$N_{H1} > N_{H0};$$

5) границю контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів змін напружень

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} \cdot K_{HL1} = 630 \cdot 1,0 = 630,0$$

6) коефіцієнт безпеки для зубців $S_H = 1,1$;

7) коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубців [1, табл. 3.18]

$$Z_R = 0,95;$$

8) коефіцієнт, що враховує колову швидкість [1, с. 75] $Z_V = 1$.

3.6 Допустиме контактне напруження для зубців колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot Z_R Z_V = \frac{562}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 511,$$

де $\sigma_{Hlimb2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570$;

$$- N_{H02} = 30 \cdot (HB_2)^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,707 \cdot 10^7;$$

$$- N_{HE2} = N_{HE1} / u = 9,6 \cdot 10^7 / 4 = 2,4 \cdot 10^7;$$

$$- K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} = \sqrt[24]{\frac{1,707 \cdot 10^7}{2,4 \cdot 10^7}} = 0,986, \text{ бо } N_{HE2} > N_{H02};$$

$$- \sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlimb2} \cdot K_{HL2} = 570 \cdot 0,986 = 562.$$

3.7. Допустиме контактне напруження для передачі:

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25[\sigma_{Hmin}] = \\ &= 0,45(544 + 511) \approx 475 \text{ МПа} < 1,25[511] = 639 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Умова виконана. Приймаємо допустиме контактне напруження передачі:

$$[\sigma_H] = 475 \text{ МПа}$$

3.8. Допустиме контактне напруження при дії максимальної навантаження [1, с. 80]

$$- \text{для шестірні } [\sigma_{HM1}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 800 = 2240 \text{ МПа};$$

– для колеса $[\sigma_{HM2}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 520 = 1456$ МПа.

3.9. Проектувальний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Обчислюємо початковий діаметр шестерні

$$d_{\omega 1} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}.$$

Попередньо визначаємо величини, що необхідні для розрахунку. Номінальний обертовий момент на шестерні: $T_{H1} = 108,5$ нм

Коефіцієнт ширини зубчатого вінця $\psi_{bd} = (0,7 \div 0,9) \cdot \psi_{d \max}$

$$\psi_{bd} = (0,7 \div 0,9) \cdot 1,25 = 1,0 \quad \text{де } \psi_{d \max} = 1,25 \text{ [1, табл. 3.15].}$$

Коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців:

$$K_{H\beta} = 1,090 \text{ [1, рис. 3.14].}$$

Допоміжний коефіцієнт діаметра $K_d = 67,5 - 77$ МПа^{0,333} (косозуба – прямозуба)

Таким чином, мінімальний початковий діаметр шестерні, мм:

$$d_{w1} = 67,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{108,5 \cdot 10^3 \cdot 1,09}{1 \cdot 475^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = 58,6.$$

Вибираємо кут нахилу зубців: $\beta = 16^\circ$.

Приймаємо попередньо число зубців шестерні: $z_1 = 20$.

Число зубців колеса: $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 4 = 80$.

$$\text{Модуль зубців } m_n = \frac{d_{w1}}{z_1} \cdot \cos \beta = \frac{59,3}{20} \cdot \cos 16^\circ = 2,85 \text{ мм.}$$

Стандартний модуль зубців [1, табл. П.9] $m_n = 3$ мм.

Розраховуємо міжосьову відстань

$$a_w = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{3 \cdot (20 + 80)}{2 \cdot 0,9613} = 156 \text{ мм.}$$

Приймаємо $a_w = 156$ мм. Перераховуємо початковий діаметр шестерні:

$$d_w = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 20}{0,9613} = 62,4 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця

$$b_w = \psi_{bd} \cdot b_{w1} = 1 \cdot 62,4 = 62,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_w = 63$ мм.

3.10.Перевірний розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому.

Для розрахунку попередньо визначаємо:

Коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot 0,9613 = 1,69$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

Коефіцієнт сумарної довжини контактної лінії косозубої передачі

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,61}} = 0,79$$

де коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{80} \right) \right] \cdot 0,9613 = 1,61$$

Колова швидкість зубчастих коліс, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 62,4 \cdot 382}{60 \cdot 1000} = 1,25$$

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{HV} = 1,025$ [1, табл.3.16]

Необхідна ступінь точності передачі $[s]$ – ціла частина числа s :

$$n_{\text{н\ddot{o},\delta}} = [10,1 - 0,2 \cdot V] = 10,1 - 0,2 \cdot 1,25 = 10$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями

$$K_{H\alpha} = (0,0026n_{\text{н\ddot{o},\delta}} - 0,013)V_1 + 0,027 \cdot n_{\text{н\ddot{o},\delta}} + 0,84 = (0,0026 \cdot 10 - 0,013) \cdot 1,25 + 0,027 \cdot 10 + 0,84 = 1,00$$

Уточнюємо коефіцієнт ширини колеса $\psi_{bd} = b_w / d_{w1} = 63 / 62,4 = 1,01$

Уточнюємо коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців:

$$K_{H\beta} = 1,09 \quad [1, \text{рис. 3.14}];$$

Розрахункове контактне напруження, МПа:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{u+1}{u}}{b_w \cdot d_{w1}^2}} = 1,69 \cdot 275 \cdot 0,79 \times \\ \times \sqrt{\frac{2 \cdot 108,5 \cdot 10^3 \cdot 1,00 \cdot 1,05 \cdot 1,06 \cdot \frac{4+1}{4}}{63 \cdot 62,4^2}} = 408 < [\sigma_H] = 475.$$

Відхилення від допустимих становить:

$$\Delta_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{475 - 408}{475} \cdot 100\% = 14\% ,$$

що є допустимим ($-5\% \leq \Delta_H \leq +15\%$).

Розрахункове контактне напруження під час дії максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \cdot \sqrt{\gamma} = 408 \cdot \sqrt{2,2} = 605 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HM}] = 2240 \text{ МПа},$$

тобто контактна міцність забезпечується.

Тут: $\gamma = \frac{T_M}{T_1} = 2,2$ – коефіцієнт перевантаження.

3.11. Перевірний розрахунок зубців на витривалість по напруженням згину. Еквівалентні числа зубців шестірні та колеса

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 16^\circ} = 22,5 ; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{\cos^3 16^\circ} = 90.$$

Коефіцієнти форми зубців $Y_F(z_v) = 3,47 + 13,2 / z_v$:

$$- \text{для шестірні } Y_{F1}(z_{v1}) = 3,47 + 13,2/22,5 = 4,057;$$

$$- \text{для колеса } Y_{F2}(z_{v2}) = 3,47 + 13,2/90 = 3,617.$$

Коефіцієнт нахилу зубців $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16^\circ}{140} = 0,88$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{cm.m} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,669 - 1) \cdot (10 - 5)}{4 \cdot 1,669} = 1,0 .$$

Коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців [1, рис.3.14]:

$$K_{F\beta} = 1,18.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження [1, табл. 3.16] $K_{FV} = 1,064$.

Питома розрахункова колова сила

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{w1} \cdot b_w} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2 \cdot 108,5 \cdot 10^3}{62,4 \cdot 65} \cdot 1,0 \cdot 1,18 \cdot 1,064 = 67,2 \text{ Н/мм}.$$

Розрахункове напруження згину:

$$- \text{у зубцях шестерні } \sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_{F1}] = 4,057 \cdot \frac{67,2}{4} = 68 < 288 \text{ МПа}$$

$$- \text{ у зубцях колеса } \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] = 68 \cdot \frac{3,617}{4,057} = 60,6 < 257 \text{ МПа}$$

Висновок: стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується.

3.12. Розрахунок зубців на міцність при згині при дії максимального навантаження.

Розрахункове напруження від максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}]$$

– для зубців шестерні

$$\sigma_{FM1} = 68 \cdot 2,2 = 150 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 768,0 \text{ МПа},$$

– для зубців колеса

$$\sigma_{FM2} = 60,6 \cdot 2,2 = 133 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 685,7 \text{ МПа},$$

тобто міцність зубців на згин при дії максимального навантаження забезпечується.

3.13. Розрахунок геометричних параметрів зубчастої передачі:

1. Розміри елементів зубців:

- висота головки зубця $h_a = m_n = 3 \text{ мм};$
- висота ніжки $h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ мм};$
- висота зубця $h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм};$
- радіальний зазор $c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ мм};$
- кут профілю зубців $a_n = 20^\circ.$

2. Розміри вінців зубчастих коліс, мм:

- ділильні діаметри $d_1 = 62,4 \text{ мм} - \text{ обчислено раніше};$
 $d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 80}{0,9613} = 249,6 \text{ мм};$
- початкові діаметри $d_{w2} = d_2 = 249,6 \text{ мм}; \quad d_{w1} = d_1 = 62,4 \text{ мм};$
- діаметри вершин зубців $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 62,4 + 2 \cdot 3 = 68,4 \text{ мм};$
 $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 249,6 + 2 \cdot 3 = 255,6 \text{ мм};$
- діаметри впадин $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 62,4 - 2,5 \cdot 3 = 54,9 \text{ мм};$
 $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 249,6 - 2,5 \cdot 3 = 242,1 \text{ мм};$
- ширина вінців $b_2 = b_w = 65;$

$$b_1 = b_w + (5 \dots 10) = 65 + (5 \dots 10) = 70 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань передачі

$$a_w = 0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2) / \cos \beta = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0,5 \cdot (62,4 + 249,6) = 156 \text{ мм.}$$

Розрахунок сил у зачепленні зубців передачі.

Колова сила $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 108,5 \cdot 10^3}{62,4} = 3478 \text{ Н}$

Радіальна сила $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 3478 \cdot \operatorname{tg} 20 / 0,9613 = 1317 \text{ Н}$

Осьова сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 3478 \cdot 0,286 = 995 \text{ Н}$

ЛІТЕРАТУРА

1. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян – Х. : Основа, 1991. – 276 с.
2. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин : навч. посіб. для техн. вузів / Р.А. Баласанян. – Х. : Основа, 1996. – 256 с.

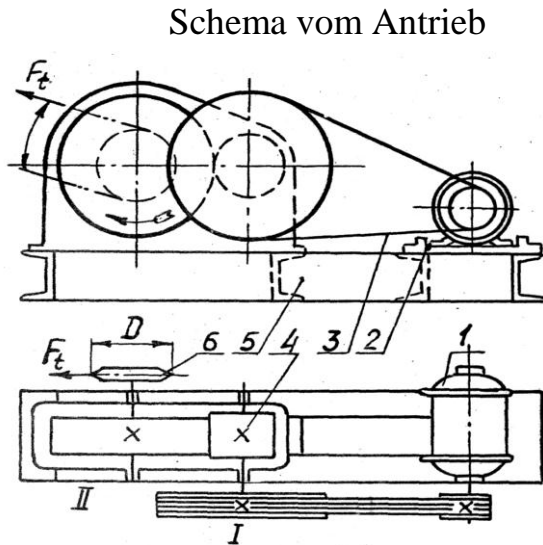
Einführung

Methodische Winke wurden für alle Studenten aller Fächer für den Maschinenbau entwickelt, die als Teil der methodischen Versorgung des Laufbahnlehrganges für "Maschinenteile" sind.

Methodische Winke enthalten die Berechnungen der Kraftcharakteristiken und Bewegungscharakteristik des Zahnradantriebes vom Förderband sowie die Berechnungen der mechanischen Getrieben vom Antrieb. Es handelt sich da um den Keilriementrieb und Schräg Zahnstirngetriebe. Diese Arbeit ist mit der Entwicklung der technischen Dokumentation als Berechnungs-Erläuterungsbericht zwei Triebwerksteiles vom Antrieb (die Keilriemenscheibe und Zahnrad) beendet.

Methodische Winke wurden außer in der ukrainischen Sprache vorbereitet und in der deutschen Sprache übersetzt. Das ist sehr wichtig für die Lernbedingung der NTU "ChPI" gemäß der Bologna-Prozess.

1. WAHL DES ELEKTROMOTORS UND BERECHNUNG DER GRUNDPARAMETER VOM ANTRIEB.



Schema vom Antrieb

- 1 – Elektromotor;
- 2 – Spannmittel;
- 3 – Transfer flexible Verbindung;
- 4 – Zahngetriebe;
- 5 – Rahmen;
- 6 – Sternrad (Kupplung).

Eingabedaten:

- $F_t = 7 \text{ kN}$ – Kreiskraft im Durchmesser D ;
- $V_t = 0,6 \text{ m/s}$ – Kreisgeschwindigkeit im Durchmesser D ;
- $D = 120 \text{ mm}$ – Mittenkreisdurchmesser des Triebrades vom Verstellmechanismus (VM)

Bild.1. Schema vom Antrieb

1.1. Man berechne die Kapazität auf der Abtriebswelle II, kW:

$$P_t = F_t \cdot V_t = 7 \cdot 0,6 = 4,2;$$

1.2. Man berechne den Nutzwirkungsgrad vom Antrieb [1, s.15]:

$$\eta_0 = \eta_K \cdot \eta_Z \cdot \eta_R = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,92;$$

wo $\eta_K = 0,94 \dots 0,96$ – der Nutzwirkungsgrad des Keilriementriebes;

$\eta_Z = 0,96 \dots 0,98$ – der Nutzwirkungsgrad des geschlossener Stirnradgetriebes;

$\eta_R = 0,94 \dots 0,96$ – der Nutzwirkungsgrad des ein Paars von Rollerlager;

1.3. Man berechne die Motorleistung, kW:

$$P_0 = \frac{P_t}{\eta_0} = \frac{4,2}{0,92} = 4,57$$

1.4. Man berechne die Abtriebsdrehzahl vom Antrieb, 1/min:

$$n_2 = \frac{60000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 120} = 95,54.$$

1.5. Man berechne das Drehzahlverhältnis vom Antrieb [1, s.15]:

$$U_0 = U_K \cdot U_Z = 2,5 \cdot 4 = 10;$$

wo $U_K = 2 \dots 4$ – Drehzahlverhältnis des Keilriementriebes;

$U_Z = 2 \dots 6$ – Drehzahlverhältnis des Stirnradgetriebes.

1.6. Man berechne die mögliche der Motordrehzahl, 1/min:

$$n_0^1 = n_2 \cdot U_0 = 95,54 \cdot 10 = 955,4.$$

1.7 Man wähle den Elektromotor 4A gemäß vom GOST–Standard 19523 – 81 [1, Tb. 2]:

- Typ des Elektromotors – 4A132S6Y3;
- Kapazität des Elektromotors – $P_E = 5,5$ kW;
- Abtriebsdrehzahl der Motorachse – $n_{EM} = 965 \text{ min}^{-1}$; $\frac{T_1}{T_{nom}} = 2$; $\frac{T_{max}}{T_{nom}} = 2,2$.

1.8. Man berechne das Drehzahlverhältnis vom Antrieb:

$$U_0 = \frac{n_{EM}}{n_2} = \frac{965}{95,5} = 10,10.$$

1.9. Man berechne die Drehzahlverhältnisse der Antriebsübertragungen:

$$\text{Man nehme } U_K = 2,5, \text{ wenn } U_Z = \frac{U_0}{U_K} = \frac{10,10}{2,5} = 4,04;$$

1.10. Man berechne Drehzahle der Antriebswellen, 1/min:

$$n_0 = n_{EM} = 965;$$

$$n_1 = \frac{n_0}{U_K} = \frac{965}{2,5} = 386;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_Z} = \frac{386}{4,04} = 95,55.$$

1.11. Man berechne die Kapazitäten auf den Antriebswellen, kW:

$$P_0 = 4,57;$$

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_K \cdot \eta_R = 4,57 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 4,34;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_Z \cdot \eta_R = 4,34 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 4,21.$$

1.12. Man berechne Drehmomente auf den Antriebswellen, Nm:

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \frac{4,57}{965} = 45,23;$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4,34}{386} = 107,38;$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{4,21}{96,55} = 416,64.$$

1.13. Man berechne die Durchmesser der Antriebswellen, mm:

$$d_0 = d_{EM} = 38, [1, Tb. 3];$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{107380}{0,2 \cdot 20}} = 29,9;$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{416640}{0,2 \cdot 20}} = 47.$$

wo $[\tau] = 15 \dots 30$ MPa – zulässige Spannung für Getriebewelle, [1, s. 136].

Man nehme [1, Tab.1] $d_2 = 32$ mm, $d_3 = 50$ mm.

Tabelle 1 – Parameter vom Getriebe

	P (kW)	n (1/min.)	T (Nm)	d (mm)	U	Bindungsarte
0	4,57	965	45,23	38	2,5 4,04	Keilriementriebe Zahnradgetriebe
1	4,34	386	107,38	32		
2	4,21	96,55	416,64	50		

2. BERECHNUNG VOM KEILRIEMENTRIEB.

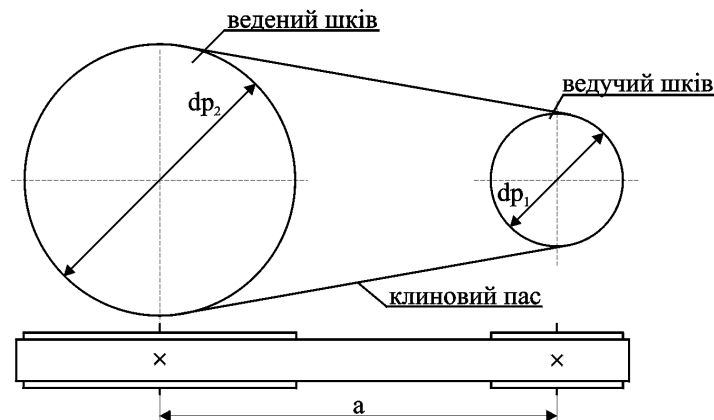


Bild. 2. Schema vom keilriementrieb

Eingabedaten: $P_1 = 4,57$ kW – Kapazität auf der Eingangswelle vom Getriebe.

$n_1 = 965$ min⁻¹ – Drehzahl der Eingangswelle vom Getriebe.

$U_K = 2,5$ – Drehzahlverhältnis vom Getriebe.

$T_1 = 45,23$ Nm – Drehmoment auf der Eingangswelle.

Die Menge der Schichten – 2.

2.1. Man berechne Profil des Tragbandes [1, Tb. 2.12] gemäß des Drehmoments T_1 :

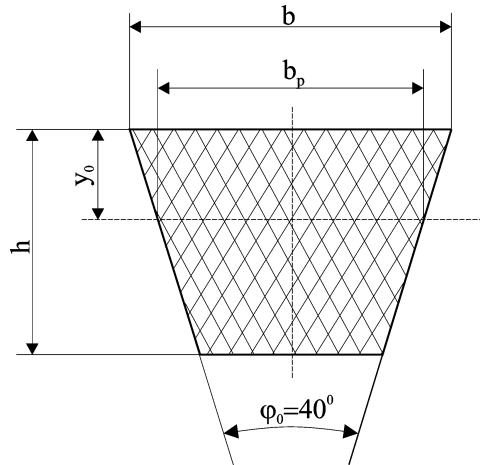


Bild. 3. Profil des Tragbandes “B”

Man nehme Profil des Tragbandes “B” mit den Dimensionen des Schnittes

$$\begin{aligned}
 b_p &= 14 \text{ mm;} \\
 h &= 10,5 \text{ mm;} \\
 b &= 17 \text{ mm;} \\
 y_0 &= 4 \text{ mm;} \\
 A &= 1,38 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

2.2. Man berechne den Durchmesser der Antriebsscheibe [1, Tb. 2.21], mm:

$$d_{p1} = 160.$$

2.3. Man berechne den Durchmesser getriebene Scheibe, mm:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot U_K \cdot (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 2,5 \cdot (1 - 0,01) = 396,$$

wo $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – Schlupfzahl [1, s.18].

Gemäß vom GOST – Standard 17383–73 [1, Tb. 2.21] nehme man $d_{p2} = 400$ mm.

2.4. Faktisches Drehzahlverhältnis

$$U_K = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)} = \frac{400}{160 \cdot (1 - 0,01)} = 2,52.$$

2.5. Man berechne die Geschwindigkeit vom Tragband, m/s:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_0}{60000} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 965}{60000} = 8,08 < [V] = 25.$$

2.6. Drehzahl vom Abtrieb, min^{-1} :

$$n_2 = n_0 \frac{d_{p1}}{d_{p2}} (1 - \varepsilon) = 965 \frac{160}{400} (1 - 0,01) = 382.$$

2.7. Man berechne den Achsabstand [1, Tb. 2.14], mm:

$$a = K_a \cdot d_{p2} = 1,1 \cdot 400 = 440; \quad \rightarrow K_a = 1,1.$$

2.8. Beziehungszahl der Länge vom Tragband, mm:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = 2 \cdot 440 + \frac{3,14}{2}(160 + 400) + \frac{(400 - 160)^2}{4 \cdot 440} = 1792$$

Man wähle Standardlänge der Länge vom Tragband [1, s. 26]: $L = 1800$ mm.

2.9. Man prüfe die Bedingungen der Begrenztheit die Anzahl des vom Tragband, 1/c:

$$U = \frac{V_1}{L} = \frac{8,08}{1,8} = 4,5 < [U] = 7 \dots 10.$$

2.10. Man lege den Achsabstand fest, mm:

$$a = \frac{2L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1800 - 3,14 \cdot (160 + 400) + \sqrt{[2 \cdot 1800 - 3,14 \cdot (160 + 400)]^2 - 8 \cdot (400 - 160)^2}}{8} = 444.$$

2.10.1. Minimalwert des Achsabstandes, mm:

$$a_{\min} = a - 0,01L = 444 - 0,01 \cdot 1800 = 426.$$

2.10.2. Oberwert des Achsabstandes, mm:

$$a_{\max} = a + 0,025L = 444 + 0,025 \cdot 1800 = 489.$$

2.11. Man prüfe den Umfassungswinkel der Antriebsscheibe:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{400 - 160}{444} = 147^\circ > [\alpha_1] = 110^\circ.$$

2.12. Man finde den Koeffizienten der Länge vom Tragband:

$$\frac{L}{L_0} = \frac{1800}{2240} = 0,8 \rightarrow C_L = 0,95 \quad [1, \text{Tb. 2.19}],$$

wo $L_0 = 2240$ mm – Bezugsstrecke vom Tragband “B” [1, Tb. 2.15].

2.13. Ausgangskapazität vom Tragband [1, Tb. 2.15] bei $d_{p1} = 160$ mm

$$V_1 = 8,08 \text{ m/c} \rightarrow N_0 = 2,62 \text{ kW}$$

2.14. Koeffizient vom Umfassungswinkel [1, Tb. 2.18] $\rightarrow C_\alpha = 0,91.$

2.15. Korrektur für das Drehmoment aufs Drehzahlverhältnis [1, Tb. 2.20]

$$\rightarrow \Delta T = 3,1 \text{ Nm.}$$

2.16. Korrektur für die Leistung, kW:

$$\Delta N_{\text{ri}} = 0,0001 \Delta T \cdot n_1 = 0,0001 \cdot 3,1 \cdot 965 = 0,3.$$

2.17. Man finde den Koeffizienten der Arbeitsweise [1, Tb. 2. 8]:

$$\rightarrow C_p = 0,92.$$

2.18. Zulässige Leistung für einen Keilriemen, kW:

$$[N] = (N_0 \cdot C_\alpha C_L + \Delta N) C_p = (2,62 \cdot 0,91 \cdot 0,95 + 0,3) \cdot 0,92 = 2,35.$$

2.19. Berechnungszahl der Tragbänder

$$z = \frac{N}{[N]} = 4,57/2,35 = 1,98$$

2.20. Koeffizient des Ungleichförmigkeitsfaktors vom Tragband [1, s. 28]

$$C_z = 0,95$$

2.21. Man berechne die Zahl der der Tragbänder:

$$z^1 = \frac{z}{C_z} = \frac{1,98}{0,95} = 2,1$$

Man nehme die Zahl der Tragbänder: $z^1 = 3 < [z^1] = 8$.

2.22. Druck der vorgängigen Spannung eines Keilriemenes, N:

$$S_{01} = \frac{780N}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z^1} = q \cdot V^2 = \frac{780 \cdot 4,57}{8,08 \cdot 0,91 \cdot 0,92 \cdot 3} + 0,18 \cdot 8,08^2 = 219.$$

wo $q = 0,18 \text{ kg/m}$ [1, Tb. 2.12].

2.23. Man berechne die Druckkraft auf der Getriebewelle, N:

$$Q = 2 S_{01} \cdot z^1 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 219 \cdot 3 \cdot \sin \frac{147^\circ}{2} = 1260.$$

2.24. Man berechne die Größe des Scheibenkranzes [1, Tb. 2.21]:

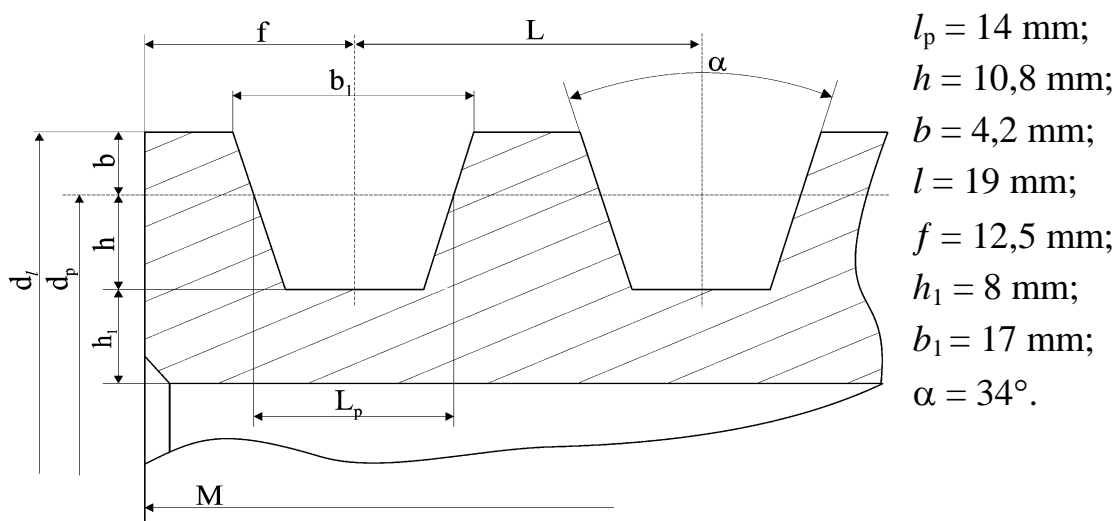


Bild. 4. Die Größe des Scheibenkranzes

Aufsteckdurchmesser der Scheibe, mm:

$$d_{e1} = d_{p1} + 2b = 160 + 8,4 = 168,4;$$

$$d_{e2} = d_{p2} + 2b = 400 + 8,4 = 408,4.$$

Felgenmaulweite der Scheibe:

$$M = (z' - 1) \cdot L + 2f = (3 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63.$$

3. DIE BERECHNUNG DES CHRÄGVERZÄHNTEN TIRNRADANTRIEBES

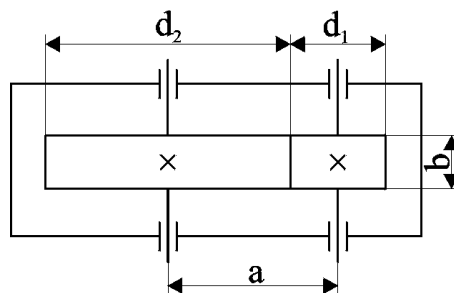


Bild. 5. Schema des chragverzähten tirnradantriebes

Eingabedaten: $P_1 = 4,34$ kW; Leistung auf der Eingangswelle

$$n_1 = \frac{n_{EM}}{U_K} = \frac{965}{2,52} = 382 \text{ min}^{-1}; \text{ Drehzahl der Eingangswelle}$$

$$U_Z = \frac{U_0}{U_K} = \frac{10,10}{2,52} = 4; \text{ Drehzahlverhältnis}$$

Lebensdauer vom Getriebe $t_y = 10000$ uhr.

Veränderte Last; unreversierbares Getriebe; $K_{\Pi} = 1,8$;

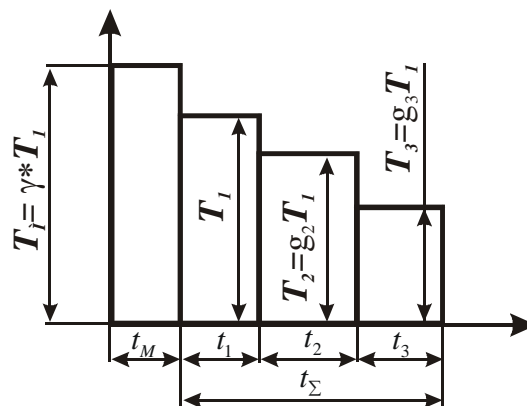


Bild. 6

3.1. Man wähle das Material für die Herstellung des Zahnrades und Rades [1, Tb. 3.12]

- Material des Zahnrades – CТ40X (S < 60 mm);
- Material des Zahnrades – CТ40X (S > 100 mm);
- Warmbehandlung – Verbesserung;
- HB₁ = 260 ... 280; HB₂ = 230 ... 260;

Rechenwerte der mechanischen Kennlinien:

- Zahnrad: $\sigma_B = 1000$ MPa;
 $\sigma_T = 800$ MPa;
 HB₁ = 280;
- Rad: $\sigma_B = 750$ MPa;
 $\sigma_T = 520$ MPa;
 HB₂ = 250.

3.2. Man wähle zulässige Biegespannung für die Zähnung, MPa:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R = \frac{504,0}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 288,0$$

wo: 1) grenze der Standhaftigkeit bei der Biegung [1, Tb. 3.19], MPa

$$\sigma_{F\lim 1} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 280 = 504 ;$$

2) koeffizient des Einflusses der Richtung vom angelegten Beladen

$$K_{FC} = 1;$$

3) lebensdauerfaktor $K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}}$;

4) basis der Erprobung: $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

5) äquivalente Schwingungszahl der Spannungsänderung für die Spannungsänderung des Getriebes

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_E \cdot \sum_{i=1}^3 \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{m_F} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = 60 \cdot 382 \cdot 10000 (1^6 \cdot 0,3 + 0,6^6 \cdot 0,5 + 0,4^6 \cdot 0,2) = 74,3 \cdot 10^6 ;$$

6) lebensdauerfaktor $K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{74,3 \cdot 10^6}} = 1,0$, wenn $N_{FE1} > N_{F0}$;

7) grenze der Standhaftigkeit der Zähne bei der Biegung, die zu äquivalente Schwingungszahl der Spannungsänderung stimmt

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim b1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1} = 504 \cdot 1 \cdot 1,0 = 504,0;$$

8) sicherheitsbeiwert $S_F = S'_F \cdot S''_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75$,

wo $S'_F = 1,75$ [1, Tb. 3.19], $S''_F = 1,0$ [1, Tb. 3.21];

9) Koeffizient der Aufnahme vom Material für die Kerbwirkung $Y_S = 1$;

10) Koeffizient der Unebenheit der Fußausrundung von des Zahnes, $Y_R = 1$.

3.3. Zulässige Spannung bei der Biegung für die Radzähne, MPa

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R = \frac{450,0}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 257,1.$$

Man berechne vorher (wie im 3.2):

$$- \sigma_{F\limb2} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ MPa};$$

$$- N_{FE2} = N_{FE1} / u_Z = 74,3 \cdot 10^6 / 4 = 18,6 \cdot 10^6;$$

$$- K_{FL2} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{18,6 \cdot 10^6}} = 1,0, \text{ wenn } N_{FE2} > N_{F0};$$

$$- \sigma_{F\lim2} = \sigma_{F\limb2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL2} = 450 \cdot 1 \cdot 1,0 = 450,0.$$

3.4. Zulässige Spannung bei der Biegung von der Wirkung der maximalen Belastung :

$$3.4.1. \text{ für die Ritzelzähne } [\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F\limM1}}{S_{FM1}} \cdot Y_S = \frac{1344}{1,75} \cdot 1 = 768,0 \text{ MPa.}$$

Grenzspannung, die es zu keinen bleibenden Formänderungen oder zu brechbarer Zahnbruch kommt [1, Tb. 3.19] $\sigma_{F\limM1} = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ MPa}$,

Sicherheitsbeiwert [1, Tb. 3.19] $S_{FM1} = S_F = 1,75$.

3.4.2. Für Zahnrad

Analogisch für π.1. finde man

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{F\limM2}}{S_{FM2}} \cdot Y_S = \frac{1200}{1,75} \cdot 1 = 685,71 \text{ MPa}$$

wo $\sigma_{F\limM2} = 4,8 \cdot 250 = 1200 \text{ MPa}$

3.5. Zulässige Flächenpressung für Zahn des Getriebes

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{630,0}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 544 \text{ MPa,}$$

Berechne man vorher:

1) die Grenze der Kontaktwiderstandskraft von Zähne des Getriebes, die Basiszahl der Prüfungen. [1, Tb. 3.17] $\sigma_{H\limb1} = 2HB + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ MPa}$

2) die Basiszahl der Prüfungen $N_{HO1} = 30 \cdot (HB_1)^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7$;

3) äquivalent Schwingungszahl der Lastigkeit von den Zähnen

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_E \cdot \sum_{i=1}^3 \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{mH/2} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = 60 \cdot 382 \cdot 10000(1^3 \cdot 0,3 + 0,6^3 \cdot 0,5 + 0,4^3 \cdot 0,2) = 9,6 \cdot 10^7;$$

4) lebensdauerfaktor $K_{HL1} = m_H \sqrt{\frac{N_{H01}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{2,24 \cdot 10^7}{9,6 \cdot 10^7}} = 1,0$, wo $N_{HE1} > N_{H01}$;

5) Die Grenze der Kontaktwiderstandskraft Zahnfläche, die äquivalent Schwingungszahl der Lastigkeit stimmt

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} \cdot K_{HL1} = 630 \cdot 1,0 = 630,0;$$

6) sicherheitsbeiwert für die Zähne $S_H = 1,1$;

7) koeffizient, die die Unebenheit der Zahnflächen enthält. [1, Tb. 3.18]
 $Z_R = 0,95$;

8) koeffizient, die die Zirkulargeschwindigkeit enthält [1, стр. 75]
 $Z_V = 1$.

So ist die zulässige Flächenpressung für die Zähne des Getriebes, MPa:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{630,0}{1,1} \cdot 0,95 \cdot 1 = 544.$$

3.6. Zulässige Flächenpressung für die Zähne des Rades

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{562}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 511 \text{ MPa,}$$

wenn $\sigma_{Hlimb2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570$

$$- N_{H02} = 30 \cdot (HB_2)^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,707 \cdot 10^7;$$

$$- N_{HE2} = N_{HE1} / u = 9,6 \cdot 10^7 / 4 = 2,4 \cdot 10^7;$$

$$- K_{HL2} = m_H \sqrt[24]{\frac{N_{H02}}{N_{HE2}}} = \sqrt[24]{\frac{1,707 \cdot 10^7}{2,4 \cdot 10^7}} = 0,986, \text{ wo } N_{HE2} > N_{H02};$$

$$- \sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlimb2} \cdot K_{HL2} = 570 \cdot 0,986 = 562 \text{ MPa.}$$

3.7. Zulässige Flächenpressung für das Getriebe:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,25[\sigma_{Hmin}] =$$

$$= 0,45(544 + 511) \approx 475 \text{ MPa} < 1,25 \cdot [511] = 639 \text{ MPa}$$

Bedingung ist erledigt. Man nehme zulässige Flächenpressung für das Getriebe:

$$[\sigma_H] = 475 \text{ MPa}$$

3.8. Zulässige Flächenpressung beim Wirken der Höchstbelastung [1, s. 80]

$$- \text{für Getriebe } [\sigma_{HM1}] = 2,8 \cdot \sigma_{\dot{\sigma}} = 2,8 \cdot 800 = 2240 \text{ MPa.}$$

– für Rad $[\sigma_{HM2}] = 2,8 \quad \sigma_{\odot} = 2,8 \cdot 520 = 1456 \text{ MPa}$.

3.9. Projektrechnung des Getriebes für die Kontaktwiderstandskraft.

Man berechne den Wälzkreisdurchmesser des Getriebes

$$d_{w1} \geq K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

Vorher berechne man die Größe, die für die Berechnung benötigen.

Bemessungsmoment auf das Getriebe: $T_{H1} = 108,5 \text{ Nm}$.

Breitenverhältnis des Zahnkranzes $\psi_{bd} = (0,7 \div 0,9) \cdot \psi_{d \max}$

$$\psi_{bd} = (0,7 \div 0,9) \cdot 1,25 = 1,0 \quad \text{wo} \quad \psi_{d \max} = 1,25 \quad [1, \text{Tb. 3.15}].$$

Ungleichförmigkeitsfaktor der Belastung auf der Breite des Zahnkranzes:

$$K_{H\beta} = 1,05 \quad [1, \text{Bild. 3.14}].$$

Zusätzlicher Koeffizient vom Durchmesser: $K_d = 67,5 - 77 \text{ MPa}^{0,333}$ (косозуба – прямозуба).

So beträgt der minimale Wälzkreisdurchmesser des Getriebes:

$$d_{w1} = 67,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{108,5 \cdot 10^3 \cdot 1,09}{1 \cdot 475^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = 58,6 \text{ mm}.$$

Man wähle den Anstellwinkel der Zähne: $\beta = 16^\circ$.

Man bestätige die Zahl der Zähne vom Getriebe vorher: $z_1 = 20$

die Zahl der Zähne vom Rad: $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 4 = 80$.

$$\text{Zahnmodul: } m_n = \frac{d_{w1}}{z_1} \cdot \cos \beta = \frac{58,6}{20} \cdot \cos 16^\circ = 2,82 \text{ mm};$$

normaler Zahnmodul [1, Tb. 9] $m_n = 3 \text{ mm}$.

Man berechne den Achsabstand

$$a_w = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{3 \cdot (20 + 80)}{2 \cdot 0,9613} = 156 \text{ mm, man nehme } a_w = 156 \text{ mm};$$

man berechne den Wälzkreisdurchmesser des Getriebes:

$$d_w = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 20}{0,9613} = 62,4 \text{ mm}.$$

Die Breite des Zahnkranzes

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 1 \cdot 62,4 = 62,4 \text{ mm, man nehme } b_w = 63 \text{ mm}.$$

3.10. Proberechnung der aktiven Zahnflächen auf die Kontaktermüdung.

Für die Berechnung berechne man vorher:

Koeffizient der Gegenfläche von den Zähne

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot 0,9613 = 1,69 ;$$

Koeffizient, der der mechanischen Eigenschaften der Materialien von den Zahnrädern einverleibt

$$Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}.$$

Koeffizient der Gesamtlänge der Kontaktlinie vom Getriebe (schrägverzahnt – geradzahngig)

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,61}} = 0,79 ,$$

wo der Koeffizient des Stirnabschlusses ist

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{80} \right) \right] \cdot 0,9613 = 1,61 .$$

Zirkulargeschwindigkeit der Zahnräder, m/s:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 62,4 \cdot 382}{60 \cdot 1000} = 1,25 \text{ m/s},$$

Koeffizient $K_{HV} = 1,06$ [1, Tb. 3.16]

die notwendige Stufe der Übertragungsgenauigkeit H [s] – Einerstelle s :

$$n_{cm,m} = [10,1 - 0,2 \cdot V] = 10,1 - 0,2 \cdot 1,25 = 10 .$$

Koeffizient, der dem Kraftverlauf zwischen den Zähnen einverleibt,

$$K_{H\alpha} = (0,0026 \cdot n_{cm,m} - 0,013)V_1 + 0,027 \cdot n_{cm,m} + 0,84 = (0,0026 \cdot 10 - 0,013) \cdot 1,25 + 0,027 \cdot 10 + 0,84 = 1,00.$$

Koeffizient der Breite vom Rad $\psi_{bd} = b_w / d_{w1} = 63/62,4 = 1,01$.

Man richtigstelle den Koeffizient der Ungleichheit von der Belastung auf der Breite vom Zahndad: $K_{H\beta} = 1,05$ [1, Bild. 3.14].

Koeffizient der dynamischen Belastung $K_{HV} = 1,025$ [1, Tb. 3.16].

Berechnungs-Flächenpressung, MPa:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \frac{u+1}{u}}{b_w \cdot d_{w1}^2}} = 1,69 \cdot 275 \cdot 0,79 \times \\ \times \sqrt{\frac{2 \cdot 108,5 \cdot 10^3 \cdot 1,00 \cdot 1,05 \cdot 1,06 \cdot \frac{4+1}{4}}{63 \cdot 62,4^2}} = 408$$

Ablehnung der zulässigen Daten $\Delta_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{475 - 408}{475} \cdot 100\% = 14\%$,

das wäre zulässig, wenn ($-5\% \leq \Delta_H \leq +15\%$).

Berechnungs-Flächenpressung während der Einwirkung von der Höchstspannung:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \cdot \sqrt{\gamma} = 448 \cdot \sqrt{2,2} = 664 \text{ MPa} \leq [\sigma_{HM}] = 2240 \text{ MPa},$$

so ist Kontaktfestigkeit ausgerüstet.

Hier $\gamma = 2,2$ – Belastungsfaktor.

3.11. Proberechnung der Zähne auf die Schwingungsfestigkeit der Biegebeanspruchung, äquivalente Zähle des Zahnrades und Rades

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 16^\circ} = 22,5 ; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{\cos^3 16^\circ} = 90$$

Koeffizienten der Zahnform $Y_F(z_v) = 3,47 + 13,2/z_v$:

– für Zahnrad $Y_{F1}(z_{v1}) = 3,47 + 13,2/22,5 = 4,057$;

– für Rad $Y_{F2}(z_{v2}) = 3,47 + 13,2/90 = 3,617$.

Koeffizient der Zähneschräge $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16^\circ}{140} = 0,88$.

Koeffizient, der den Kraftverlauf zwischen den Zähnen einverleibt

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{cm,m} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,61 - 1) \cdot (10 - 5)}{4 \cdot 1,669} = 1,0$$

Koeffizient, der den Kraftverlauf auf der Breite des Zahnkranzes [1, Bild.

3.14]: $K_{F\beta} = 1,18$

Ungleichheitskoeffizient der Belastung [1, Tb. 3.16] $K_{FV} = 1,064$.

Spezifische Berechnungskreiskraft

$$W_{Ft} = \frac{2T_{F1}}{d_{w1} \cdot b_w} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2 \cdot 108,5 \cdot 10^3}{62,4 \cdot 63} \cdot 1,0 \cdot 1,18 \cdot 1,064 = 67,2 \text{ N/mm.}$$

Berechnungs-Biegebeanspruchung:

– für Zahnungen $\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_{F1}] = 4,057 \cdot \frac{67,2}{4} = 68 < 288 \text{ MPa}$;

– für Zähne des Rades $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] = 68 \cdot \frac{3,617}{4,057} = 60,6 < 257 \text{ MPa}$.

Fazit: die Beständigkeit der Zähne ist gegen den Biegeschwingsbruch ausgerüstet.

3.12. Die Berechnung der Zähnen auf die Biegefestigkeit bei der Wirkung der Höchstbelastung.

Die Berechnungsspannung von der Höchstbelastung

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \cdot \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}]:$$

– für Zahnungen

$$\sigma_{FM1} = 68 \cdot 2,2 = 150 \text{ MPa} \leq [\sigma_{FM1}] = 768,0 \text{ MPa}$$

– für Zähne des Rades

$$\sigma_{FM2} = 60,6 \cdot 2,2 = 133 \text{ MPa} \leq [\sigma_{FM2}] = 685,7 \text{ MPa};$$

so ist die Beständigkeit der Zähnen bei der Wirkung der Höchstbelastung ausgerüstet.

3.13. Die Berechnung der geometrischen Größen vom Zahngetriebe:

Größen der Zahnelementen:

- Zahnkopfhöhe $h_a = m_n = 3 \text{ mm};$
- Zahnfußhöhe $h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm};$
- Zahnhöhe $h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ mm};$
- Radialspalt $c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ mm};$
- Eingriffswinkel der Zähne $a_n = 20^\circ.$

Größen Zahnkranzen, mm:

– Mittenkreisdurchmesser $d_1 = 62,4 \text{ mm}$ – das war vorher berechnet;

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 80}{0.9613} = 249,6 \text{ mm}.$$

– Wälzkreisdurchmesser $d_{w1} = d_1 = 62,4 \text{ mm}; d_{w2} = d_2 = 249,6 \text{ mm}.$

– Wälzkreisdurchmesser der Zähne $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 62,4 + 2 \cdot 3 = 68,4 \text{ mm},$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 249,6 + 2 \cdot 3 = 255,6 \text{ mm}$$

– Fußkreisdurchmesser $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 62,4 - 2,5 \cdot 3 = 54,9 \text{ mm}$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 249,6 - 2,5 \cdot 3 = 242,1 \text{ mm}$$

– Zahnbreiten $b_2 = b_w = 65 \text{ mm};$

$$b_1 = b_w + (5 \dots 10) = 65 + (5 \dots 10) = 70 \text{ mm}$$

Achsabstand des Getriebes

$$a_w = 0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2) / \cos \beta = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0,5 \cdot (62,4 + 249,6) = 156 \text{ mm}.$$

Die Berechnung der Kräfte beim Eingriff von den Zähnen des Getriebes.

Kreiskraft

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 108,5 \cdot 10^3}{62,4} = 3478 \text{ N.}$$

Rückkraft

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = 3478 \cdot 0,364 / 0,9613 = 1317 \text{ N.}$$

Achskraft

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 3478 \cdot 0,286 = 995 \text{ N.}$$

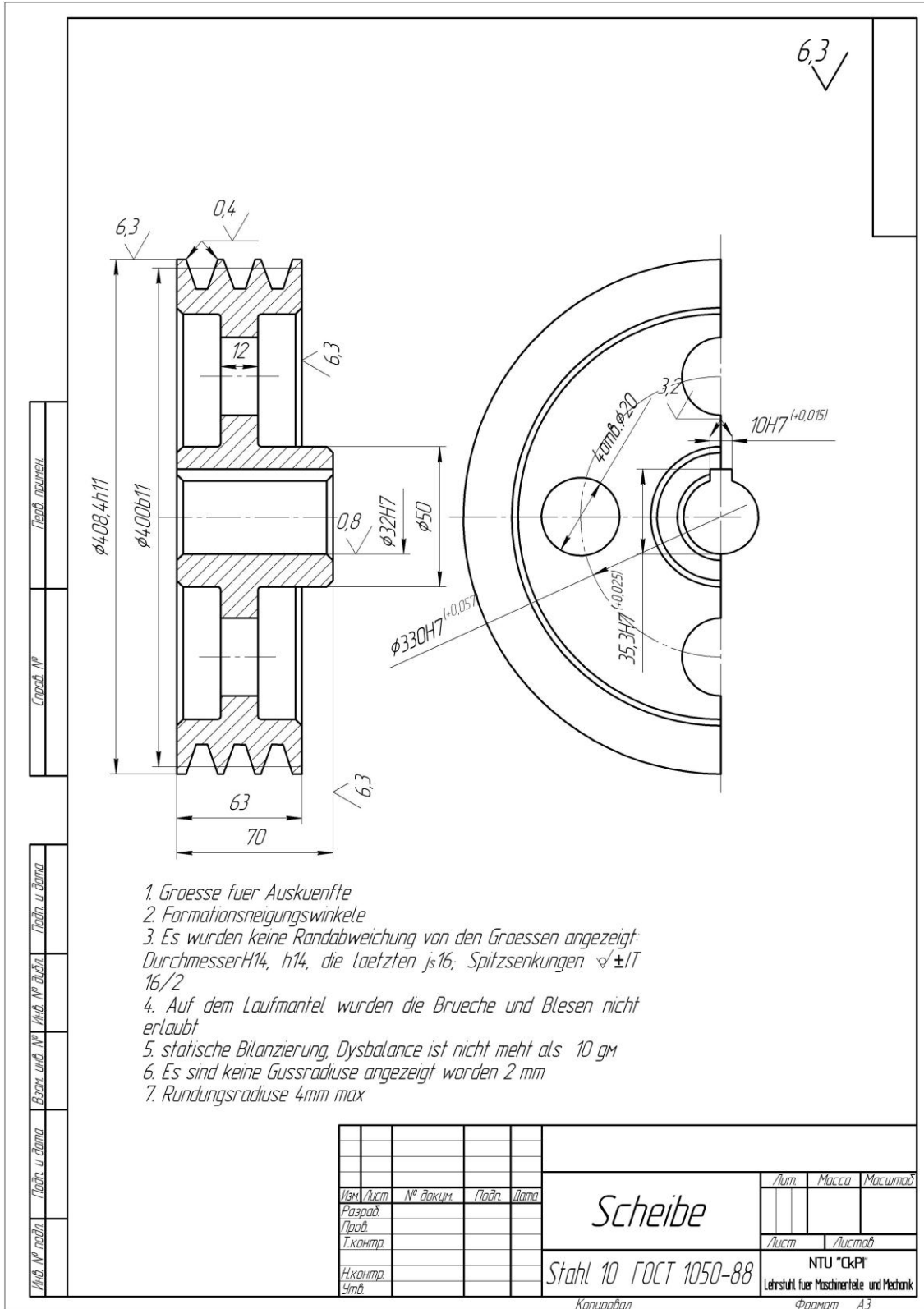
LITERATURZUSAMMENSTELLUNG

1. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласянян – Х. : Основа, 1991. – 276 с.
2. Баласянян Р.А. Атлас деталей машин: навч. посіб. для техн. вузів / Р.А. Баласянян. – Х. : Основа, 1996. – 256 с.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Scheibe



Навчальне видання

Методичні вказівки

до виконання розрахунково-графічного завдання
“Розрахунок передач пасово-зубчастого приводу”
з курсу “Деталі машин”
для студентів усіх машинобудівних спеціальностей

Укладачі: ОСТАПЧУК Юрій Олександрович
КЛІТНОЙ Володимир Вікторович
ОФІЙ Вячеслав Вікторович
ФРАНЦУЗОВ Віктор Іванович

Відповідальний за випуск проф. В. С. Гапонов
Работу до видання рекомендував проф. О. М. Шелковой

В авторській редакції

План 2013 р., поз. 133

Підп.до друку 2013 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк.
Наклад 100 прим. Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХП».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ «ХП» 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21