

3.6. Розрахунок закритих черв'ячних циліндричних передач

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Рекомендується така послідовність розрахунку передач.

1. Вибрати матеріал черв'яка і колеса.

Для черв'яків застосовують ті ж марки сталі, що і для зубчастих коліс [24, табл. 2.1.].

Термообробку – поліпшення з твердістю $\leq HB\ 300$ застосовують для передач малої потужності (до 1 кВт) і порівняно короткострокової тривалості роботи.

Для передач великої потужності при довготривалій роботі з метою підвищення ККД застосовують гартування до $\geq HRC\ 45$ та шліфування і полірування витків черв'яка.

Матеріали для черв'ячних коліс умовно поділяють на три групи [24, табл. 2.10.].

- *Група I.* Олов'яні бронзи, застосовують при швидкості ковзання $v_s < 5$ м/с.

- *Група II.* Безолов'яні бронзи та латуні, застосовують при швидкості ковзання $v_s < 2...5$ м/с.

- *Група III.* М'які сірі чавуни, застосовують при швидкості ковзання $v_s < 2$ м/с. Оскільки вибір матеріалу для коліс пов'язаний зі швидкістю ковзання, попередньо визначити швидкість ковзання [24, с. 26].

$$v_s = 4,3\omega_2 u^3 \sqrt{T_2} / 10^3, \text{ м/с.}$$

2. Знайти допустимі контактні напруження згідно рекомендацій [24, с. 26...28].

- для матеріалів I групи

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_V [\sigma]_{H0};$$

- для матеріалів II групи

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s;$$

- для матеріалів III групи

$$[\sigma]_H = 175 - 35v_s.$$

3. Знайти допустимі напруження згину за даними [24, с. 28]:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}$$

Для матеріалів I і II груп – $[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B;$

для матеріалів III групи $[\sigma]_{F0} = 0,12\sigma_{\hat{A}\hat{C}\hat{A}}.$

4. Визначити міжосьову відстань [24, с. 28].

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2}$$

Одержане розрахункове значення для передачі стандартного редуктора перевести в мм і заокруглити в більшу сторону до цілого числа: 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280.

5. Вибрати основні параметри передачі:

- число витків черв'яка Z_1 залежить від передаточного числа u [24, с. 28];

- число зубів колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u$.

Попередні значення:

- модуль передачі [24, с. 28];

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{Z_2};$$

- відносний коефіцієнт діаметра черв'яка [24, с. 28].

$$q = \frac{2a_w}{m} - Z_2.$$

У формулу коефіцієнта діаметра черв'яка q підставити стандартне значення m , яке взяти з [24, табл. 2.11]. Отримане значення заокруглити до ближчого стандартного значення, наведеного в [24, табл. 2.11].

- мінімальне допустиме значення коефіцієнта діаметра черв'яка q знайти з умови жорсткості черв'яка [24, с. 28];

$$q_{\min} = 0,212 \cdot Z_2;$$

- коефіцієнт зміщення $x = (a_w / m) - 0,5(Z_2 + q)$ обчислити згідно даних наведених у [24, с. 28].

Якщо у розрахунку коефіцієнта зміщення виходить, що $|x| > 1$, то необхідно змінити міжосьову відстань a_w , коефіцієнт діаметра черв'яка q або кількість зубів колеса Z_2 .

- Визначити дійсне передаточне число u_d .

$$u_d = Z_2 / Z_1.$$

Відхилення передаточного числа від заданого.

$$\Delta u = \frac{|u_d - u| \cdot 100}{u} \leq 4 \%.$$

Геометричні параметри і розміри циліндричної черв'ячної передачі приведені на (рис. 3.6)

6. Визначити геометричні розміри черв'яка і колеса за [24] та (рис.3.4):

- ділительний діаметр черв'яка; $d_1 = qm$;
- діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2m$;
- діаметр западин черв'яка; $d_{f1} = d_1 - 2,4m$;
- довжина нарізної частини черв'яка при числі витків:
 - а) при $z_1 = 1; 2$: $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$;
 - б) при $z_1 = 4$: $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$.

При твердості матеріалу черв'яка $\geq HRC\ 45$ довжину b_1 для виходу шліфувального круга збільшити у 3м.

- ділительний діаметр черв'ячного колеса;

$$d_2 \geq z_2 \cdot m;$$

- діаметр вершин зубів:

$$d_{a2} \geq d_2 + (21 + x) \cdot m;$$

- найбільший діаметр колеса:

$$d_{aM2} \geq d_{a2} + 6 \cdot m(z_1 + 2);$$

- діаметр западин черв'ячного колеса:

$$d_{f2} \geq d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x);$$

- ширина вінця:

$$\text{а) при } z_1 = 1; 2: b_2 \leq 0,75d_{a1};$$

$$\text{б) при } z_1 = 4: b_2 \leq 0,67d_{a1};$$

Геометричні параметри й розміри циліндричної черв'ячної передачі наведені на рис. 3.6.

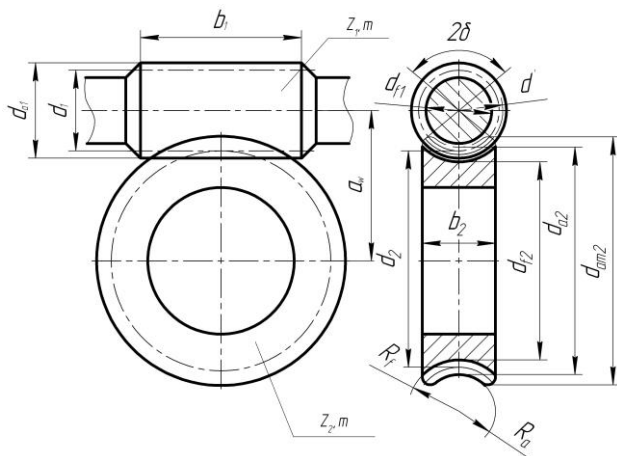


Рис.3.6. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунків міцності циліндричних черв'ячних передач

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів на згин

7. Визначити швидкість ковзання в зачепленні [24, с. 29].
За одержаним значенням v_s уточнити допустимі напруження [24, див. с. 28].
8. Визначити розрахункове контактне напруження [24, с. 29]:

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H].$$

де K – коефіцієнт навантаження;

$K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с;

$K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с.

9. Визначити ККД передачі [24, с. 30].

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

де ρ' – зведений кут тертя, який визначається експериментально. В нього входять також відносні витрати потужності в зачепленні, в опорах і на перемішування мастила. Числове значення кута тертя ρ' між черв'яком і колесом вибрати згідно даних [24, табл. 2.13]. Менше значення для олов'янистої бронзи, більше значення для безолов'янистої бронзи, латуні і чавуну.

10. Визначити сили в зачепленні [24, с. 30]:

- колові сили, Н

$$F_{r1} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_1}; F_{r2} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_2}{d_2};$$

- радіальні сили, Н

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \gamma; F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

- осьові сили, Н

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \gamma; F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma;$$

11. Визначити розрахункове напруження на згин [24, с. 31].

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7Y_F \cdot K \cdot F_{t2}}{mb_2} \leq [\sigma]_F.$$

де K – коефіцієнт навантаження, числові значення якого наведені в [24, с. 30];

Y_F – коефіцієнт форми зуба, який для $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ вибрати за даними [24, табл. 2.15].

12. Виконати перевірку жорсткості черв'яка:

- ступінь точності передачі визначити залежно від швидкості ковзання v_s [1, табл. 6.3.9];

- твердість і термообробка черв'яка [1, табл. 6.3.9];

- прогин черв'яка, мм

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot J)} \leq [f],$$

де F_{t1} – колова сила; F_{r1} – радіальна сила, Н [1, п. 10];

$L = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_2$ – відстань між опорами черв'яка, мм;

$E = 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності, МПа;

$J = J_f \varphi$ – момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴;

$J_f = \pi \cdot d_{f1}^4 / 64$ мм⁴; $\varphi = 0,4 + 0,6 \cdot (d_{a1} / d_{f1})$.

Допустимий прогин, мм: $[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m$.

13. Виконати розрахунок теплової потужності передачі:

13.1. ККД передачі:

$$\eta_{\text{черв.}} = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho'),$$

де $\rho' = \operatorname{arctg} f$ – кут тертя, град.

f – коефіцієнт тертя, який залежить від швидкості ковзання [1, табл. 6.3.10].

13.2. Теплова потужність, що виділяється, кВт:

$$Q_I = (1 - \eta) \cdot P_I.$$

де P_1 – потужність на черв'яку, кВт.

13.3. Теплова потужність, що передається у навколишнє середовище, кВт:

$$Q_2 = k_t \cdot (T_p - T_o) \cdot A,$$

де $T_o = 20\text{ }^\circ\text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$T_p = (60...70)\text{ }^\circ\text{C}$ – внутрішня температура редуктора (масла);

A – поверхня охолодження редуктора, мм^2 .

Для одноступінчастих редукторів $A = 20 \cdot a_w^2 / 10^6$.

Для дво- і більше ступінчастих редукторів поверхню охолодження A оцінюють за їхнім компонованням без урахування площини дна редуктора (розміри $B_{\text{зов}}$, $L_{\text{зов}}$ та H), [24, рис. 10.2.5];

k_t – коефіцієнт теплопередачі:

- $k_t = 0,008...0,011\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$ – за слабкої циркуляції повітря;

- $k_t = 0,014...0,017\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$ – за доброї циркуляції повітря;

13.4. Якщо $Q_1 = Q_2$, то температура редуктора

$$T = T_p = 70\text{ }^\circ\text{C}.$$

Якщо $Q_1 \leq Q_2$, то температура редуктора

$$T = T_o + Q_1 / (k_t \cdot A) < 70\text{ }^\circ\text{C}.$$

Якщо $Q_1 \geq Q_2$, то $T > 70\text{ }^\circ\text{C}$, і варто взяти заходів для збільшення Q_2 або зменшення Q_1 :

- корпус виконати ребристим, збільшуючи поверхню охолодження A . При цьому слід урахувати тільки половину A ребер;
- редуктор виконати з вмонтованим вентилятором, тоді $k_t = (0,020...0,028)\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$;
- редуктор виконати з проточним охолодженням, тоді $k_t = (0,090...0,200)\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$;
- редуктор виконати з циркуляційною системою змащування;
- збільшити кількість витків черв'яка.

3.6.1. Приклад 7. Розрахунок параметрів закритої циліндричної черв'ячної передачі редуктора

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати передачу з архімедовим черв'яком з моментом на виході $T_2 = 900\text{ Нм}$, частота обертання на виході $n_2 = 50\text{ об/хв}$,

передаточне число $u = 20$, термін роботи передачі $t = 15000$ год.
Режим навантаження – середній-нормальний (СН). При пуску навантаження в 1,6 раза більше за номінальне.

Розрахунок:

1. Взяти матеріал для черв'яка – *Сталь 40Х* з поліпшенням і загартуванням в ТВЧ, HRC 45...50, згідно [24, табл. 2.1];

Щоб вибрати матеріал для колеса, знайти швидкість ковзання:

$$v_s = 4,3\omega_2 u^3 \sqrt{T_2} / 10^3 = 4,3 \cdot 5,2 \cdot 20 \cdot \sqrt[3]{900} / 10^3 = 4,32, \text{ м/с}$$

Для колеса взяти бронзу *Бр.АЖН10-4-4*, що має механічні характеристики:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 200 \text{ МПа};$$

2 Визначити допустимі контактні напруження.

Характеристики вибраної бронзи відповідають матеріалам II групи:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s$$

$$[\sigma]_{H0} = 300, [24, \text{с. 28}];$$

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 4,32 = 192, \text{ МПа.}$$

Визначити допустиме граничне контактне напруження згідно [25 табл. 28. 4]

$$[\sigma]_{H \max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 200 = 400, \text{ МПа}$$

Визначити допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0};$$

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F0} &= 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 600 = \\ &= 50 + 48 = 98, \text{ МПа}; \end{aligned}$$

Коефіцієнт довговічності згідно [19, формула (1.67)]

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0} / N_{FE}};$$

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

$$N_{FE} = N \cdot K_{FE},$$

згідно [19, формула (1.62)]

$$N = 60 \cdot n \cdot t \cdot c = 60 \cdot 50 \cdot 15000 = 4,5 \cdot 10^7,$$

згідно [19, формула (1.58)]

$$K_{FE} = 0,04, \text{ згідно [19, табл. 1.6].}$$

$$N_{FE} = N \cdot K_{FE} = 4,5 \cdot 10^7 \cdot 0,04 = 1,8 \cdot 10^6;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / 1,8 \cdot 10^6} = 1,09;$$

$$[\sigma]_F = 1,09 \cdot 98 = 107, \text{ МПа};$$

Допустиме граничне напруження [25, табл.28. 4]

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160, \text{ МПа}$$

3. Визначити міжосьову відстань передачі:

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2} = 6100 \cdot \sqrt[3]{900 / (192 \cdot 10^6)^2} = 0,177, \text{ м},$$

взяти 200 мм, згідно [24, с. 28].

4. Вибрати основні параметри передачі:

- число витків черв'яка $z_1 = 2$, згідно [24, с. 28].
- число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 20 = 40$.

Попередні значення модуля:

- модуль передачі

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \frac{200}{40} = 7,5 \dots 8,65, \text{ мм}.$$

Ближче стандартне значення $m = 8$ мм, за даними [24, табл. 2.11].

Знайти коефіцієнт діаметра черв'яка:

- відносний коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 200}{8} - 40 = 10;$$

- мінімальне допустиме значення

$$q_{\min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,48,$$

згідно [24, табл. 2.11] $q_{\min}$ взяти рівним 10.

Знайти коефіцієнт зміщення:

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 = q) = (200 / 8) - 0,5(40 + 10) = 0.$$

Визначити дійсне передаточне число.

$$u_d = z_2 / z_1 = 40 / 2 = 20.$$

Визначити відхилення Δu передаточного числа від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_d - u| \cdot 100}{u} = \frac{|20 - 20| \cdot 100}{20} = 0 < 4, \%$$

5. Визначити геометричні розміри черв'яка і колеса.

- ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 8 = 80, \text{ мм};$$

- діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96, \text{ мм};$$

- діаметр западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 + 2,4 \cdot 8 = 60,8, \text{ мм};$$

- довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2, \text{ мм};$$

оскільки твердість матеріалу $\geq 45\text{HRC}$, то для вихода шліфувального круга при нарізанні зубів b_1 збільшують модуль передачі утричі.

$$b_1 = 107,2 + 3 \cdot 8 = 107,2 + 24 = 131,2 \text{ мм}$$

- діаметр ділильного кола колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m = 320 + (1 + 0) \cdot 8 = 328, \text{ мм};$$

- діаметр колових кіл вершин зубів колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 8 = 320, \text{ мм};$$

- найбільший діаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 328 + 6 \cdot 8 / (40 + 2) = 329,14, \text{ мм};$$

- діаметр западин

$$d_{f2} \leq d_2 + 2m \cdot (1,2 - x) = 320 - 16 = 304, \text{ мм};$$

- ширина вінця

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 96 = 72, \text{ мм}.$$

6. Виконати перевірний розрахунок на міцність.

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = 4,160 / \cos 11^\circ 19' = 4,24 \text{ м/с},$$

Згідно [24, табл. 2.12] визначити кут підйому лінії витка черв'яка $\gamma = 11^\circ 19'$.

- Колова швидкість на черв'яку:

$$v_1 = 0,5 \cdot 104 \cdot 80 = 4,2, \text{ м/с}$$

- Уточнити допустимі напруження::

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 4,24 = 194, \text{ МПа}$$

7. Визначити розрахункове напруження:

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{1 \cdot 900}{0,08}} = 159, \text{ МПа} \leq 194, \text{ МПа},$$

що менше допустимого.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження [25, формула (28. 40)].

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

$$\sigma_{H \max} = 159 \sqrt{1,6} = 201 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H \max} = 400, \text{ МПа}$$

8. Визначити ККД передачі:

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = \operatorname{tg} 11^\circ 19' / \operatorname{tg}(11^\circ 19' + 1^\circ 20') = 0,9.$$

9. Сили в зачепленні

• колові сили:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{52,9}{80} = 1322,5, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{900}{320} = 5325, \text{ Н};$$

де $T_1 = T_2 / (u \cdot \eta) = 900 / 20 \cdot 0,85 = 52,9, \text{ Нм};$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} z_1 / q \pi \eta = 5625 \cdot 2 / 10,09 = 1322,5, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 T_2 / d_2 = 2 \cdot 900 / 0,32 = 5625, \text{ Н};$$

• радіальні сили:

$$F_{r2} = 0,364 \cdot 6,364 \cdot 5625 = 2047,5, \text{ Н}.$$

$$F_{r1} = F_{r1} \cdot \operatorname{tga} / \operatorname{tg} \gamma = 1322,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \operatorname{tg} 11,3^\circ = 2408,9, \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tga} = 5625 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2047,3, \text{ Н};$$

• осьові сили:

$$F_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \gamma = 1322,5 \cdot \operatorname{tg} 11,3^\circ = 6618,5, \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 5625 \cdot \operatorname{tg} 11,3^\circ = 1124, \text{ Н};$$

де $\alpha = 20^\circ$.

10. Визначити розрахункове напруження згину:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 11,19 = 42,3;$$

$$Y_F = 1,55;$$

$$v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 = 0,5 \cdot 5,2 \cdot 0,32 = 0,83; \text{ м/с}$$

$$K = 1.$$

$$\sigma_F = \frac{0,7 Y_F \cdot K \cdot F_{t2}}{m b_2} = \frac{0,7 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 5625}{8 \cdot 0,072} = 105, \text{ МПа};$$

менше від 106,8 МПа.

Перевірити міцність зубів при згині максимальним навантаженням [25, формула (28.42)].

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F (T_{2 \max} / T_{2F}) \leq [\sigma]_{F \max}$$

$$\sigma_{F \max} = 105,9 \cdot (1,6) = 169,4, \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max} = 170, \text{ МПа}$$

11. Перевірити жорсткості черв'яка:

- ступінь точності передачі визначають залежно від швидкості ковзання v_s [1, табл. 6.3.9];

Ступінь точності становить 8.

- твердість і термообробка черв'яка [1, табл. 6.3.9];

- прогин черв'яка, мм

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r3}^2 L^3 / (48 E J)} \leq [f]$$

$$f = \sqrt{1250^2 + 2047,5^2 \cdot 300^3 / 48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^6} = 0,0075 \leq [f],$$

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r3}^2 L^3 / (48 E J)} \leq [f]$$

$$f = \sqrt{1322,5^2 + 2408,9^2 \cdot 300^3 / 48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^6} = 0,0086 \leq [f],$$

де F_{t1} , F_{r1} – відповідно колова і радіальна сили [1, п. 7], Н;

$L = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_2 = (0,9 \dots 1,0) \cdot 320 = 300$, мм – відстань між опорами черв'яка;

$E = 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності, МПа;

$J = J_{\text{ф}} \varphi = 0,67 \cdot 10^6 \cdot 1,35 = 0,9 \cdot 10^6$ – момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴;

$$J_{\text{ф}} = \pi \cdot d_{\text{ф}}^4 / 64 = \pi \cdot 60,8^4 / 64 = 0,67 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$\varphi = 0,4 + 0,6 \cdot (d_{\text{а1}} / d_{\text{ф}}) = 0,4 + 0,6 \cdot (96 / 60,8) = 1,35.$$

Допустимий прогин, мм:

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m = (0,005 \dots 0,01) \cdot 8 = 0,04 \dots 0,08, \text{ мм.}$$

12. Розрахунок теплової потужності передачі

12.1. ККД передачі:

$$\eta_{\text{черв.}} = \text{tg} \gamma \text{tg}(\gamma + \rho') = \text{tg} 11,3^\circ \text{tg}(11,3^\circ + 1,43^\circ) = 0,885,$$

де $\rho' = \text{arctg} f' = \text{arctg} 0,025 = 1,43^\circ$ – кут тертя, град.

$f' = 0,025$ – коефіцієнт тертя, [1, табл. 6.3.10].

12.2. Теплова потужність, що виділяється:

$$Q_1 = (1 - \eta) \cdot P_1 = (1 - 0,885) \cdot 5,5 = 0,633, \text{ кВт.}$$

12.3. Теплова потужність, що передається у навколишнє середовище:

$$Q_2 = k_t \cdot (T_p - T_o) \cdot A = 0,028 \cdot (70^\circ - 20^\circ) \cdot 0,8 = 1,12 \text{ кВт,}$$

де $T_o = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$T_p = (60...70)\text{ }^{\circ}\text{C}$ – внутрішня температура редуктора (масла);

A – поверхня охолодження редуктора.

Для одноступінчастих редукторів

$$A = 20 \cdot a_w^2 / 10^6 = 20 \cdot 200^2 / 10^6 = 0,8, \text{ м}^2.$$

Для дво- і більше ступінчастих редукторів поверхню охолодження A оцінюють за їхнім компонованням без урахування площини дна редуктора (розміри $B_{\text{зов}}$, $L_{\text{зов}}$ та H);

$k_t = 0,028 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$ – коефіцієнт теплопередачі при використанні в редукторі вентилятора.

12.4. Якщо $Q_1 \leq Q_2$, то температура редуктора:

$$T = T_o + Q_1 / (k_t \cdot A) = 20^{\circ} + 0,633 / (0,028 \cdot 0,8) = 48\text{ }^{\circ}\text{C} < 70\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Розрахункова температура редуктора менша за допустиму

$$T = 48\text{ }^{\circ}\text{C} < 70\text{ }^{\circ}\text{C}.$$