Складові нормальної сили, яка викликає навантаження в контакті: F_t, F_r, F_a відповідно – колова, радіальна, осьова сили.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 10^3}{d_{e2}} = \frac{2 \cdot 4.80{,}5 \cdot 10^3}{185} = 5196, \text{Н},$$

Числове значення інших сил в контакті принципово відмінні від аналогічних значень для прямозубих коліс, оскільки залежать від направлення обертального моменту прикладеного до коліс і лінії нахилу зуба. Якщо направлення нахилу зуба праве, а шестірня обертається за годинниковою стрілкою (або направлення ліве, а шестірня обертається проти годинникової стрілки), тоді:

$$F_a = \frac{F_t}{\cos\beta_n} \cdot \left(tg\alpha \cdot \sin\delta_1 + \sin\beta_n \cdot \cos\delta_1\right) =$$

$$= \frac{5196}{\cos 35^\circ}\left(tg\,20^\circ \cdot \sin 17{,}6^\circ + \sin 35^\circ \cdot \cos 17{,}6^\circ\right) = 4166, \text{Н};$$

$$F_r = \frac{F_t}{\cos\beta_n} \cdot \left(tg\alpha \cdot \cos\delta_1 - \sin\beta_n \cdot \sin\delta_1\right) =$$

$$= \frac{5196}{\cos 35^\circ} \cdot \left(tg\,20^\circ \cdot \cos 17{,}6^\circ - \sin 35^\circ \cdot \sin 17{,}6^\circ\right) = 1101, \text{Н},$$

3.4.2. **Приклад 5**. Розрахунок параметрів зубчастої гіпоїдної передачі редуктора

Геометричні розміри коліс передачі в цілому визначають із розрахунку на міцність робочих поверхонь зубів і на попередження зламу зубів. Розрахунок ведуть за формулами для конічних передач. Допустимі напруження приймають такими, як і для зубчастих коліс інших видів [27] .

Початкові дані: результати отримані при кінематичному розрахунку трансмісії та параметри, що взяті з технічного завдання на проектування привода

Розрахувати закриту гіпоїдну передачу редуктора при обертовому моменті $T_{вх.0}$= 332,5 Н·м, частоті обертання $n_{вх.0}$ = 960 об/хв, $n_{вх.диф}$ = $n_{вих.0}$ = 223 об/хв, термін служби t = 12000 год. Режим роботи нереверсивний. Навантаження змінне задана циклограма (рис. 3.2.). При пуску навантаження в 1,4 рази більше за номінальне. Редуктор виготовлений в окремому закритому корпусі.

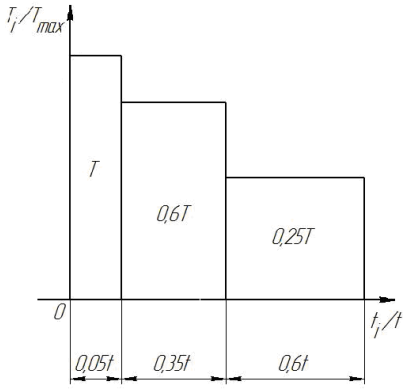

Рис.3.4. Графік змінного навантаження

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення

$$u = \frac{n_{вх.0}}{n_{вх.диф}} = \frac{960}{223} = 4{,}3$$

2. Вибрати матеріал зубчастих коліс

Відповідно до навантаження, яке буде діяти та даних редуктора прототипу обирають матеріал для вала-шестерні – сталь 20ХГНМ, для зубчастого колеса – сталь 30ХГТ. Термообробка нітроцементація. за рекомендаціями [16, табл.8.9]:

- для вал-шестерні – твердість поверхні 59…65 HRC, $\sigma_т = 930$ МПа;
- для колеса – твердість поверхні 57…63 HRC, $\sigma_т = 685$ МПа.

3. Визначити еквівалентне число циклів роботи зубчастих коліс редуктора

3.1. Число циклів зміни контактних напружень за весь період роботи:

$$N_{HE} = 60cn\sum\left(\frac{T_i}{T_{вх.0}}\right)^3 t_i,$$

де $c = 1$ – кількість зачеплень для гепоїдної передачі;

n – кількість обертів колеса, що розглядається;

T_i – порядковий момент на циклограмі навантаження;

$T_{вх.0}$ – найбільший момент із довгодіючих на циклограмі навантаження;

t_1 – кількість годин, на протязі яких діє навантаження..

N_{HE1} = 60 ·1(1^3·960·0,05·12000 + 0,6 ^{3}·960·0,35 ·12000 + 0,25^3·960·0,6 ·12000) = 93,3·10 ^{6} циклів;

N_{HE2} = 60 ·1(1^3·223,3·0,05·12000 + 0,6^3·223,3·0,35 ·12000 + 0,25^3 ·223,3·0,6 ·12000) =14,5·10 ^{6} циклів.

3.2. Число циклів зміни напружень згину за весь період роботи:

$$N_{FE} = 60cn\sum\left(\frac{T_i}{T_{вх.0}}\right)^m t_i,$$

де c = 1 – кількість зачеплень для гепоїдної передачі;

n – кількість обертів колеса, що розглядається;

T_i – порядковий момент на циклограмі навантаження;

$T_{вх.0}$ – найбільший момент із довгодіючих на циклограмі навантаження;

t_1 – кількість годин, на протязі яких діє навантаження;

m = 9 при термообробці загартовуванні та нітроцементації;

N_{FE1} = 60 ·1 ·960(1^9·0,05·12000 + 0,6^9·0,35 ·12000 + 0,25^9·0,6 ·12000) = 37·10^{6}циклів;

N_{FE2} = 60 ·1 ·223,3(1^9·0,05·12000 + 0,6^9·0,35 ·12000 + 0,25^9·0,6 ·12000) = 8,6·10^{6}циклів.

3.3. Розрахувати коефіцієнти довговічності

- контактний коефіцієнт довговічност при дії контактних напружень:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HEi}}},$$

де N_{HO} – число циклів зміни напружень, що відповідає границі витривалості.

Згідно [23, табл. 3.3], при середній твердості поверхні зубів 60 HRC – N_{H0} = 143 ·10 ^{6}циклів

N_{HEi} – число циклів зміни напружень за весь період роботи колеса, що розглядається.

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{143 \cdot 10^6}{93{,}3 \cdot 10^6}} = 1{,}07;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{143 \cdot 10^6}{14{,}5 \cdot 10^6}} = 1{,}46;$$

Значення K_{HL} може набувати значень $1 \le K_{HL} \le 2{,}6$ тому взяти розраховані значення коефіцієнту довговічності.

- Коефіцієнт довговічності при дії напружень згину

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{Fo}}{N_{FEi}}},$$

де $m = 9$ – при загартовуванні та нітроцементації;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклів – число циклів зміни напружень для всіх сталей, що відповідає границі витривалості;

N_{FEi} – число циклів зміни напружень за весь термін служби

$$K_{FE1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{37 \cdot 10^6}} = 0{,}78$$

$$K_{FE2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{8{,}6 \cdot 10^6}} = 0{,}92$$

При твердості H>350 НВ $1 \le K_{FL} \le 1{,}63$. Оскільки $N_{FE} > N_{F0}$, взяти $K_{FL} = 1$ для обох коліс.

4. Визначити допустимі напруження

4.1. Допустимі контактні напруження за [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{HO} = 23HRC_{сер.пов.}$$

$$[\sigma]_{HO1} = 23 \cdot 62 = 1426 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{HO2} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}$$

4.2. Допустимі напруження згину [16, табл.8.9]:

$[\sigma]_{F01} = [\sigma]_{F02} = 1000$ МПа;

4.3. Допустимі контактні напруження із врахуванням коефіцієнту запасу:

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

$$[\sigma]_{H1} = 1{,}07 \cdot 1426 = 1525{,}82 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = 1,\cdot 46 \cdot 1380 = 2014,8 \text{ МПа};$$

4.4. Допустимі напруження згину з урахуванням коефіцієнту запасу:

$$[\sigma]_F = K_{FL}[\sigma]_{F0}$$
$$[\sigma]_{F1} = 1000 \text{ МПа};$$
$$[\sigma]_{F2} = 1000 \text{ МПа};$$

Максимальні допустимі контактні напруження згідно [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{H\max} = 40HRC;$$
$$[\sigma]_{H\max 1} = 40 \cdot 62 = 2480 \text{ МПа};$$
$$[\sigma]_{H\max 2} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа};$$
$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = 1520 \text{ МПа};$$

5. Проектний розрахунок конічної зубчастої передачі

5.1. Оптимальне значення коефіцієнта гіпоїдного зміщення за умови рівності величини повздовжнього та профільного ковзання у зачепленні за даними [27,рис. 24]: K_E = 0,19;

5.2 Коефіцієнт збільшення розмірів шестерні згідно [27, рис. 7]: K = 1,18 – за умови рівності повздовжнього та профільного ковзання;

5.3. Враховуючи дані та рекомендації [27, с. 16], взяти кут нахилу зуба колеса в середньому перерізі $\beta_2 = 35°$;

5.4. Кут нахилу зуба шестерні у середньому перерізі

$$K = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \text{ тоді } \beta_1 = \arccos\left(\frac{\cos\beta_2}{K}\right) = \arccos\left(\frac{\cos 35^\circ}{1,18}\right) = 46^\circ$$

5.5. Визначити кути ділильних конусів [16, формула (8.36)]:

$tg\delta_2 = u$ тоді $\delta_2 = arctgu = arctg4,3 = 76^\circ 55'$;

де $\Sigma = 90^\circ$ – кут перехрещення осей передачі;

5.6. Середній коловий модуль шестерні з умови втомної міцності за напруженнями згину по [28, с. 191]:

$$m'_{tm1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{вх.0}\cos\beta_1 K_F Y_{F1} Y_\beta}{0,85[\sigma]_{F1} \cdot \psi_{bd} \cdot z_1^2}},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунках за напруженнями згину;

Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубів шестерні;

0,85 – коефіцієнт, який характеризує знижену навантажувальну здатність конічної пори порівняно з циліндричною при розрахунку на міцність при згині;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішнього ділильного діаметра;

$z_1 = 10$ – число зубів шестерні.

$K_F = K_{F\beta} K_{F\upsilon}$;

$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1{,}5 = 1 + 0{,}36 \cdot 1{,}54$;

$K_{H\beta} = 1{,}36$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунку на контактну втому. Згідно [16, рис. 8.33 б], при консольному розташуванні шестерні та значенні відношення $K_{be} u / (2 - K_{be}) = 0{,}7145$, де K_{be} = 0,285 – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані.

$K_{F\upsilon} = 1$ динамічний коефіцієнт [16, табл. 8.3] при значенні 8-ій степені точності та орієнтовній коловій швидкості по [17, формула 4.37]:

$$\upsilon'_m = \frac{n_{вх.0}}{10^3 \cdot c_\upsilon} \sqrt[3]{\frac{T_{вх.0}}{u_0^2}} = \frac{960}{10^3 \cdot 13{,}25} \sqrt[3]{\frac{332{,}5 \cdot 10^3}{4{,}3^2}} = 1.9 \text{ м/с},$$

де $c_\upsilon = 13{,}5$ – за [17, табл. 4.9] для конічної передачі з круговими зубами при термообробці нітроцементації. $K_F = 1{,}54 \cdot 1 = 1{,}54$;

$\psi_{F1} = 3{,}64 K_{F\beta} K_{F\upsilon}$ відповідно ГОСТ 21354-75 при значеннях коефіцієнта зміщення:

$$x_1 = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3 \beta_1}{z_1}} = 2\left(1 - \frac{1}{4{,}3^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3 46^\circ}{10}} = 0{,}17$$

та еквівалентному числу зубів шестерні для передачі з круговими зубами:

$$2\, z_{\upsilon 1} = \frac{z}{\cos\delta_1 \cos\beta_1} = \frac{10}{\cos 13^\circ 5' \cos 46^\circ} = 30{,}63;$$

За даними [5, с. 103] $Y_\beta = 1 - \frac{\beta_1}{140} = 1 - \frac{46^\circ}{140} = 0{,}671$, при значеннях $\beta \geq = 42^\circ$ коефіцієнт нахилу зубів $Y_\beta = 0{,}7$;

$\psi_{bd} = 0{,}45...0{,}55$ згідно [16, табл. 8.4,] при консольному розміщенні одного з коліс та при твердості обох коліс $HB \geq 350$. Взяти максимальне значення $\psi_{bd} = 0{,}55$, так як $u > 3$;

$$m'_{tm1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 332{,}5 \cdot 10^3 \cos 46^\circ 1{,}54 \cdot 3{,}64 \cdot 0{,}7}{0{,}85 \cdot 920 \cdot 0{,}55 \cdot 10^2}} = 3{,}48 \text{ мм}$$

5.7. Для передачі з круговим зубом приймається нормальний модуль:

$$m'_{nm} = m'_{tm1} \cos \beta_1 = 3.48 \cdot 46^\circ = 2{,}42 \text{ мм}$$

Остаточно взяти m_{nm} = 3 мм.

5.8. Зовнішні колові модулі:

$$m'_{te1} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0.5K_{be})\cos \beta_1} = \frac{3}{(1 - 0.5 \cdot 0.285)\cos 46^\circ} = 5{,}04 \text{ мм};$$

$$m'_{te2} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0.5K_{be})\cos \beta_2} = \frac{3}{(1 - 0.5 \cdot 0.285)\cos 35^\circ} = 4{,}27 \text{ мм};$$

5.9. Визначити фактичні середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} z_1}{\cos \beta_1} = \frac{3 \cdot 10}{\cos 46^\circ} = 43{,}19 \text{ мм}$$

$$d_{m2} = \frac{m_{nm} z_2}{\cos \beta_2} = \frac{3 \cdot 43}{\cos 35^\circ} = 157{,}48 \text{ мм}$$

5.10. Розрахувати ередні колові модулі:

$$m_{tm1} = \frac{d_{m1}}{z_1} = {}_1 = \frac{43{,}19}{10} = 4{,}319 \text{ мм};$$

$$m_{tm2} = \frac{d_{m2}}{z_2} = {}_1 = \frac{157{,}48}{48} = 3{,}66 \text{ мм}$$

5.11. Зовнішні ділильні діаметри за даними [16]:

$$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{1 - 0{,}5K_{be}} = \frac{43{,}19}{1 - 0.5 \cdot 0{,}285} = 50{,}37 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = \frac{u_0 \cdot d_{e1}}{k} = \frac{4{,}3 \cdot 50{,}37}{1{,}18} = 188{,}55 \text{ мм};$$

5.12. Визначити гіпоїдне зміщення:

$$E = \frac{K_e d_{m2}}{2} = \frac{0{,}19 \cdot 157{,}48}{2} = 14{,}96 \text{ мм};$$

$$E_{\max} = 0{,}15 \frac{(m_{te1} + m_{te2})}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}15 \frac{5{,}04 + 4{,}27}{2} \sqrt{10^2 + 43^2} = 30{,}83 \text{ мм}$$

Значення гіпоїдного зміщення беремо E = 30 мм.

5.13..Фактичне значення коефіцієнта гіпоЇдного зміщення:

$$K_e = 2 \frac{E}{d_{m2}} = 2 \frac{30}{157{,}48} = 038 \text{ мм}$$

6. Розрахувати величин, що визначають взаємне положення зубчастих коліс згідно [27, табл. 2]

6.1. Кути ділильних конусів: $\delta_1 = 13^\circ 5'$; $\delta_2 = 76^\circ 55'$

6.2.Знайти кут між проекцією спільної нормалі і віссю колеса:

$$\theta_2 = arctg \frac{E}{\frac{d_{m2}\cos\delta_1}{z\cos\delta_2} + \frac{d_{m1}}{2}} = arctg \frac{30}{\frac{157{,}48\cos 13^\circ 5'}{2\cos 76^\circ 55'} + \frac{43{,}19}{2}} = 4^\circ 46'$$

6.3. Знайти кут між проекцією спільної нормалі і віссю шестерні:

$$\theta_1 = \arcsin = \left(tg\theta_2 \frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} \right) = \arcsin\left(4^\circ 46' \frac{\cos 135^\circ 6'}{\cos 76^\circ 55'} \right) = 20^\circ 59' ;$$

6.4. Довжина твірної ділильного конуса шестерні:

$$L_1 = \frac{d_{m1}}{2\sin\delta_1} = \frac{43{,}19}{2\sin 13^\circ 5'} = 95{,}35 \text{ мм} ;$$

6.5. Довжина твірної ділильного конуса колеса:

$$L_2 = \frac{d_{m2}}{2\sin\delta_2} = \frac{157{,}48}{2\sin 76^\circ 55'} = 80{,}84 \text{ мм}$$

6.6. Перевірити значення коефіцієнта збільшення розмірів шестерні:

$$K' = \frac{L_1}{L_2} = \frac{95{,}35}{80{,}84} = 1{,}1795 \text{ мм} ;$$

6.7. Перевірити відхилення від заданого значення коефіцієнта збільшення розмірів шестерні:

$$\Delta = \frac{K' - K}{K} 100\,\% = \frac{1{,}1795 - 1{,}18}{1{,}18} 100\% = 0{,}04\,\% ;$$

6.8. Визначити зовнішні конусні відстані:

$$R_{e1} = \frac{m_{te1} L_1}{m_{tm1}} = \frac{5{,}04 \cdot 95{,}35}{4{,}32} = 111{,}24 \text{ мм} ;$$

$$R_{e1} = \frac{m_{te1} L_1}{m_{tm1}} = \frac{4{,}27 \cdot 80{,}84}{3{,}66} = 94{,}31 \text{ мм}$$

6.9. Визначити ширину вінця:

$$b_1' = K_{be} R_{e1} = ,0285 \cdot 111{,}24 = 31{,}7 \text{ мм} ;$$

$$b_2' = K_{be} R_{e2} = ,0285 \cdot 94{,}31 = 28{,}88 \text{ мим}$$

Взяти значення: b_1 = 32 мм; b_2 = 29 мм.

6.10. Відстань площини середнього ділильного діаметра колеса до осі шестерні:

$$C_2 = \frac{1}{\sin\Sigma}\left(\frac{d_{m1}}{2}\cos\theta_2 + \frac{d_{m2}}{2}\cos\theta_1\cos\Sigma\right) =,$$

$$= \frac{1}{\sin 90^\circ}\left(\frac{43{,}19}{2}\cos 4^\circ 46' + \frac{157{,}48}{2}\cos 20^\circ 59'\cos 90^\circ\right) = 21{,}52 \text{ мм}$$

6.11. Відстань площини середнього діаметра шестерні від осі колеса:

$$C_1 = C_2\cos\Sigma + \frac{d_2}{2}\frac{\cos\theta_2}{\sin\Sigma} = 21{,}52\cos 90^\circ + \frac{157{,}48}{2}\frac{\cos 20^\circ 59'}{\sin 90^\circ} = 73{,}52 \text{ мм};$$

6.12. Орієнтовне значення коефіцієнта несиметричності:

$$C'_E = C_2 1{,}1 K_в \frac{tg\delta_2}{\cos\beta_1} = 1{,}1\cdot 0{,}19\frac{\text{tg}13^\circ 5'}{\cos 46^\circ} = 0{,}0696,$$

згідно значення C'_E обираємо наступні параметри:

6.13. Середній кут зачеплення: $\alpha_{cp} = 20^\circ$;

6.14. Відхилення кутів зачеплення на протилежних сторонах зубів колеса ішестерні $\Delta\alpha_m = 2^\circ 30'$.

7. Розрахувати зусилля в зачепленні згідно [27, табл. 4]

7.1. Колова сила:

$$F_{t1} = \frac{2T_{вх.0}}{d_{m1}} = \frac{2\cdot 332\cdot 5\cdot 10^3}{43{,}19} = 15397{,}08 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = \frac{2T_{вх.диф}}{d_{m2}} = \frac{2\cdot 1386{,}7\cdot 10^3}{157{,}48} = 17611{,}13 \text{ Н};$$

7.2. Радіальна сила:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}\left(tg\alpha_{cp}\cos\delta_1 - \sin\beta_1\sin\delta_1\right)}{cos\beta_1} =$$

$$= \frac{15397{,}08\left(tg\,20^\circ\cos 13^\circ 5' - \sin 46^\circ\sin 13^\circ 5'\right)}{\cos 46^\circ} = 4221{,}82 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}\left(tg\alpha_{cp}\cos\delta_2 + \sin\beta_2\sin\delta_2\right)}{cos\beta_2}$$

$$= \frac{17611{,}13\left(tg\,20^\circ\sin 76^\circ 55' + \sin 35^\circ\sin 76^\circ 55'\right)}{\cos 35^\circ} = 19852{,}83 \text{ Н};$$

7.3. Осьова сила:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}\left(tg\alpha_{cp}\sin\delta_1 + \sin\beta_1\cos\delta_1\right)}{cos\beta_1} =$$

$$= \frac{15397{,}08\left(tg\,20^{\circ}\sin 13^{\circ}5' + \sin 46^{\circ}\cos 13^{\circ}5'\right)}{\cos 46^{\circ}} = 12050{,}44\ \text{Н};$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t2}\left(tg\alpha_{cp}\sin\delta_2 - \sin\beta_2\cos\delta_2\right)}{cos\beta_2} =$$

$$= \frac{17611{,}13\left(tg\,20^{\circ}\sin 56^{\circ}55' - \sin 35^{\circ}\cos 76^{\circ}55'\right)}{\cos 46^{\circ}} = 4857{,}37\ \text{Н};$$

8. Перевірний розрахунок передачі на контактну втому за ГОСТ 21354-87 [26]

Розрахунок будемо провести для зубчастого колеса, оскільки з пари зачеплення воно є більш навантажене.

8.1. Колова швидкість:

$$\upsilon_2 = \frac{\pi d_{m2} n}{60\cdot 1000} = \frac{\pi 157{,}48\cdot 960}{60\cdot 1000} = 2{,}17\ \text{м/с};$$

8.2 Визначити контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t2} K_{H\beta} K_{H\upsilon} K_{H\alpha}\sqrt{u_o^2+1}}{\theta_H d_{m2} b_2 u_o}};$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу зубчастих коліс :

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi\left(1-\mu^2\right)}} = \sqrt{\frac{2{,}1\cdot 10^5}{2\pi\left(1-0{,}3^2\right)}} = 191{,}69;$$

для сталевих зубчастих коліс: $E_{np} = 2{,}1\cdot 10^5\ \text{МПа};\ \mu = 0{,}3;$

$Z_H = 2{,}13$ – коефіцієнт, що враховує форму спряження поверхні зубів,для коліс з круговими зубами при $a_{cp} = 20^{\circ}$ та $\beta_2 = 35^{\circ}$;

Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0{,}82}} = 1{,}1,$$

де $\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1}+\frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta_2 = \left[1{,}88 - 3.2\left(\frac{1}{10}+\frac{1}{43}\right)\right]\cos 46^{\circ} = 0{,}82$

$K_{H\beta} = 1{,}36$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжинуі зуба;

$K_{H\upsilon}$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні:

$$K_{H\upsilon} = 1 + \frac{W_{H\upsilon} b_2}{F_{t2}} = 1 + \frac{169 \cdot 30}{17611{,}13} = 1,$$

де $W_{H\upsilon}$ – динамічна надбавка:

$$W_{H\upsilon} = \delta_H g_0 \upsilon_2 \sqrt{d_{m2} \frac{u_o + 1}{u_o}} = 0{,}01 \cdot 5{,}6 \cdot 2{,}17 \sqrt{157{,}48 \frac{4{,}3+1}{4{,}3}} = 1{,}69,$$

де $\delta_H = 0{,}01$ – коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі і модифікації профілю головки зубчастого колеса;

$g_0 = 5{,}6$ – коефіцієнт, що враховує вплив кроків зачеплення, при модулі до 3,55 та 8 степені точності;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Для конічних коліс з круговими зубами $K_{H\alpha} = 1$;

θ_H – коефіцієнт виду конічних передач, який залежить від передаточного числа і припрацювання зубів. При твердості H_1 та $H_2 \geq 44$ HRC:

$\theta_H = 0{,}81 + 1{,}15 u_0 = 0{,}81 + 0{,}15 + 4{,}3 = 1{,}455;$

$$\sigma_H = 191{,}69 \cdot 2{,}13 \cdot 1{,}1 \sqrt{\frac{17611{,}13 \cdot 1{,}36 \cdot 1 \cdot 1 \sqrt{4{,}3^2 + 1}}{1{,}455 \cdot 157{,}48 \cdot 30 \cdot 4{,}3}} = 849{,}47 \text{ МПа}$$

$< [\sigma]_{H2} = 1987$ МПа.

9. Перевірний розрахунок на опір втомі зубів при згині за ГОСТ 21354-87 [26],

9.1. Напруження в небезпечній точці при згині зуба:

$$\sigma_{F2} = 2T_{вх.диф} Y_{F2} K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_{F\alpha} \frac{K_A}{\theta_F d_{m2} b_2 m_{nm}},$$

Де $Y_{F2} = 3{,}58$ по [16], при $z_{\upsilon 1} = 231{,}6$ та $x_2 = 0{,}17$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній. При консольному розміщенні шестерні та твердості коліс НВ>350, $K_{F\beta} = 1{,}54$;

$K_{F\upsilon}$ – коефіцієнт, що враховує внутрішню динаміку навантаження:

$$K_{F\upsilon} = 1 + \frac{W_{F\upsilon} b_2}{F_{t2}} = 1 + \frac{1{,}86 \cdot 30}{17611{,}13} = 1;,$$

де $W_{H\upsilon}$ – питома колова динамічна сила:

$$W_{H\upsilon} = \delta_F g_0 \upsilon_2 \sqrt{d_{m2} \frac{u_0 + 1}{u_0}} = 0{,}11 \cdot 5{,}6 \cdot 2{,}17 \sqrt{157{,}48 \frac{4{,}3+1}{4{,}3}} = 1{,}86$$

де δ_F – коефіцієнт, що враховує вплив типу зубчастої передачі і модифікації профілю головки зубчастого колеса, $\delta_F = 0{,}011$ – із модифікацією зуба;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, $K_{F\alpha} = 1$ – для конічних коліс з круговим зубом;

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження;

θ_F – коефіцієнт виду конічних передач:

$$\theta_F = 0{,}65 + 0{,}11 u_0 = 0{,}65 + 0{,}11 \cdot 4{,}3 = 1{,}123;$$

$$\theta_{F2} = 2 \cdot 1386{,}7 \cdot 10^3 \cdot 3{,}58 \cdot 1{,}54 \cdot 1 \cdot 1 \frac{1}{1{,}123 \cdot 157{,}48 \cdot 30 \cdot 3} =$$

$$= 976{,}8 \text{ МПа} < [\sigma]_{R2} = 1000 \text{ МПа}.$$

10. Перевірний розрахунок на міцність зубчастих коліс при дії пікових навантажень

10.1. Контактні напруження при дії пікового моменту:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_Д} = 849{,}47 \cdot \sqrt{1{,}4} = 1005{,}1 \text{ МПа} < [\sigma]_{F\max} = 2480 \text{ МПа};$$

10.2. Максимальне напруження в небезпечній точці при згині зуба під дією пікового моменту:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_Д = 976{,}8 \cdot 1{,}4 = 1367{,}5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F\max} = 1520 \text{ МПа}.$$

Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунку міцності гіпоїдної передачі представлені на рис. 3.5.

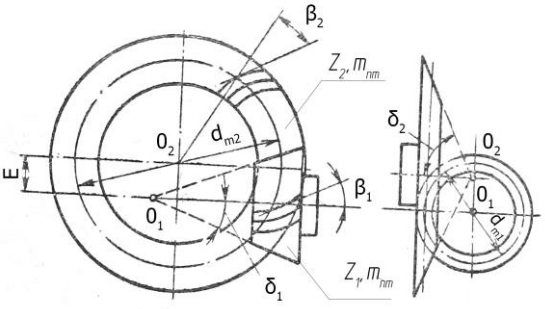

Рис. 3.5. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунків міцності гіпоїдних передач