

8 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

8.1 Загальні відомості, особливості передачі

Черв'ячні передачі відносяться до зубчато-гвинтових передач, які мають характерні риси зубчастих і гвинтових передач.

Рух черв'ячна передача передає за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як (як правило, це гвинт із трапецеїдальною різьбою), а колесо подібне сектору, який вирізали з довгої гайки й вигнули по колу (рис. 8.1). Зачеплення черв'ячної пари подібно зачепленню зубчастого колеса (із зубцями особливої форми) із зубчатою рейкою. Геометричні осі валів при цьому перехрещуються під кутом 90° .

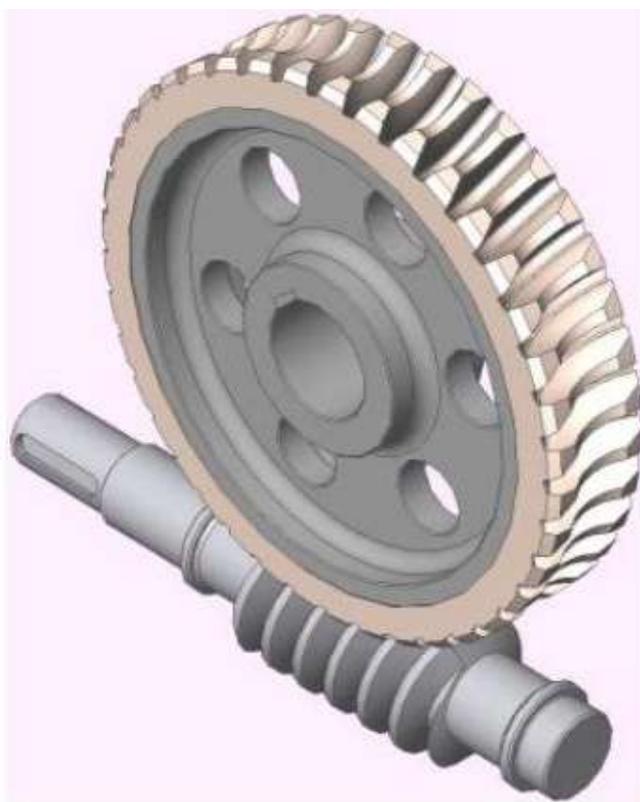


Рисунок 8.1 – Черв'ячна передача

У більшості випадків черв'яки виготовляють як одне ціле з валом, рідше – окремо від вала, а потім закріплюють на валу.

Черв'ячне колесо на відміну від косозубих зубчастих коліс має ввігнуту форму зубця, що сприяє облягання витків черв'яка. Напрямок і кут підйому зубців черв'ячного колеса відповідають напрямку й куту підйому витків черв'яка.

Черв'ячні колеса в основному нарізають черв'ячними фрезами. Черв'ячна фреза для нарізування черв'ячного колеса є інструментом, розташу-

вання ріжучих граней якого відповідає формі черв'яка. При нарізуванні заготовка колеса й фреза повторюють відносний рух, який мають черв'ячне колесо й черв'як у передачі (на відміну від черв'яка у фрези є ріжучі крайки, а зовнішній діаметр більше на величину подвійного радіального зазору в зачепленні). Переваги й недоліки черв'ячної передачі наведені в табл. 8.1.

Особливості черв'ячної передачі:

1 Особливості черв'ячної передачі *як передачі гвинт-гайка*:

- ковзання профілів, низький коефіцієнт корисної дії (ККД) внаслідок чого передачі використовують у приводах періодичної дії з обмеженням потужності до 50...60 кВт і рідко до 200 кВт. Випуск черв'ячних передач складає біля 10% від випуску зубчастих передач і 50% від загального випуску редукторів;

Таблиця 8.1 - Переваги й недоліки

Переваги	Недоліки
Велике передаточне число в одному ступені (до 90, а в особливих випадках до 1000) при малих габаритах передачі	Низький ККД (велике тепловідділення через ковзання)
Плавність та безшумність роботи	Необхідність застосування для виготовлення колеса кольорових матеріалів високої вартості (антифрикційні сплави)
Висока кінематична точність (можливість точних ділильних переміщень)	Наявність великих осьових сил, що ускладнюють конструкцію опор
Можливість самогальмування передачі	Низька порівняно із зубчастими передачами несуча здатність, схильність до заїдання

- широкий діапазон передаточних чисел: $u = z_2/z_1 = 8...1000$ – для кінематичних передач, $u = 8...90$ – для силових передач;

- висока кінематична точність, гарна припрацьовуваність, працює плавно й безшумно.

2 Особливості черв'ячної передачі *як передачі зубчасте колесо-рейка*:

- висока контактна міцність за рахунок великого зведеного радіусу кривизни профілів;
- підвищена згинна міцність за рахунок аркової форма зубця колеса.

8.2 Класифікація черв'ячних передач

1 За формою зовнішньої поверхні черв'яка:

- циліндричні (див. рис. 8.2,а);
- глобоїдні (див. рис. 8.2,б).

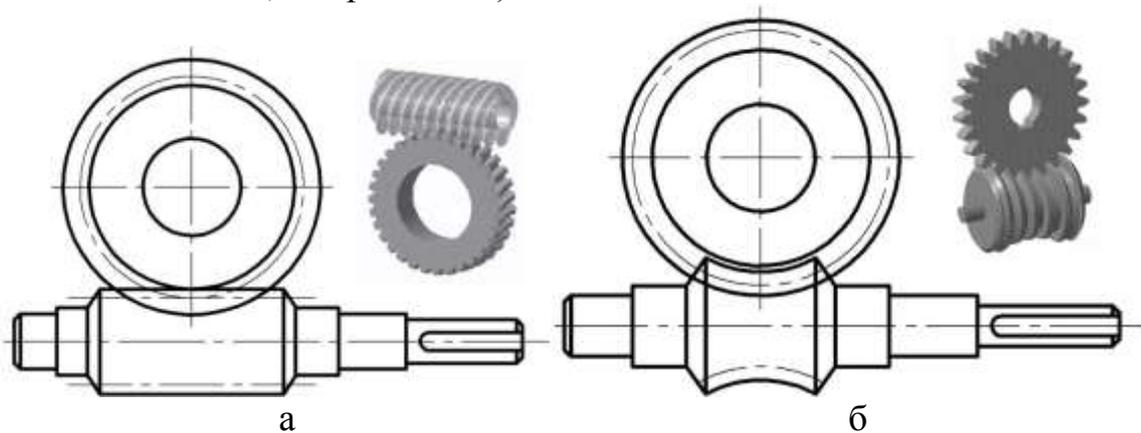


Рисунок 8.2 – Форми зовнішньої поверхні черв'яка

Передачі з глобоїдними черв'яками мають більшу навантажувальну здатність порівняно з циліндричними, бо вони мають більшу сумарну довжину ліній контакту, однак значно складніше виготовлення і висока чутливість до неточності монтажу обмежує їх використання.

2 За формою гвинтової поверхні циліндричного черв'яка (рис. 8.3):

- архімедовий черв'як (рис. 8.3,а) – циліндричний черв'як, торцевий профіль витка якого є архімедовою спіраллю. Цей черв'як подібний до гвинта із трапецеїдальною різьбою;

- конвалютний черв'як (рис. 8.3,б) – торцевий профіль витка є подовженою або скороченою евольвентою (конвалютою);

- евольвентний черв'як (рис. 8.3,в) – має евольвентний профіль витка в його торцевому перетині (як у косозубого колеса).

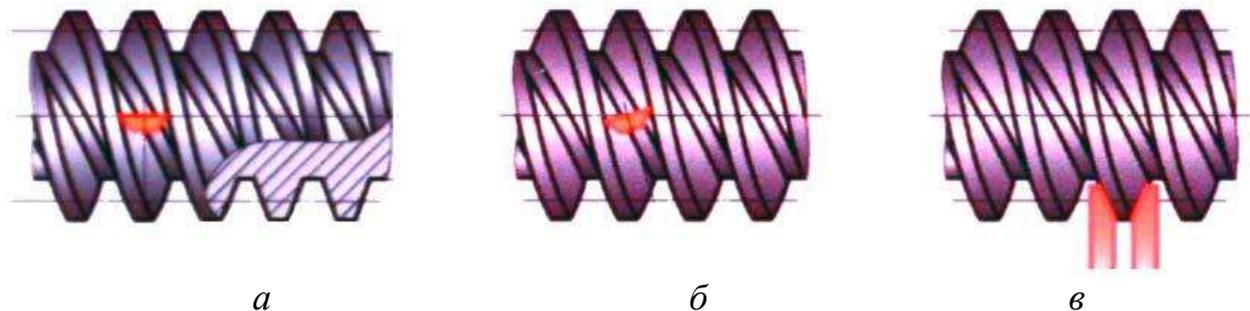


Рисунок 8.3 – Основні типи циліндричних черв'яків

Оскільки навантажувальна здатність черв'яків усіх форм приблизно однакова вибір профілю визначається переважно технологічними факторами. У машинобудуванні із циліндричних черв'яків найпоширеніші архімедові черв'яки. Їх можна нарізати на звичайних токарних або різьбофре-

зерних верстатах. Однак їх застосовують тільки в передачах, у яких прийнятна твердість черв'яка повинна бути не більш $350HB$ і не потрібно їхнє шліфування. Тому що для шліфування потрібний круг, обкреслений складною кривою (фасонний круг). Евольвентні черв'яки застосовують при необхідності забезпечення високої твердості (більш $45HRC$) і малої шорсткості робочих поверхонь витків, тому що їх можна шліфувати плоскою стороною круга на спеціальних черв'ячно-шліфувальних верстатах.

3 За числом витків (заходів) різьби черв'яка (рис. 8.4):

- з однозахідним черв'яком ($z_1 = 1$);
- багатозахідним черв'яком ($z_1 = 2; 4$).

Найпоширеніший правий напрямок із числом витків черв'яка ($z_1 = 1; 2$), що залежать від передаточного числа u .

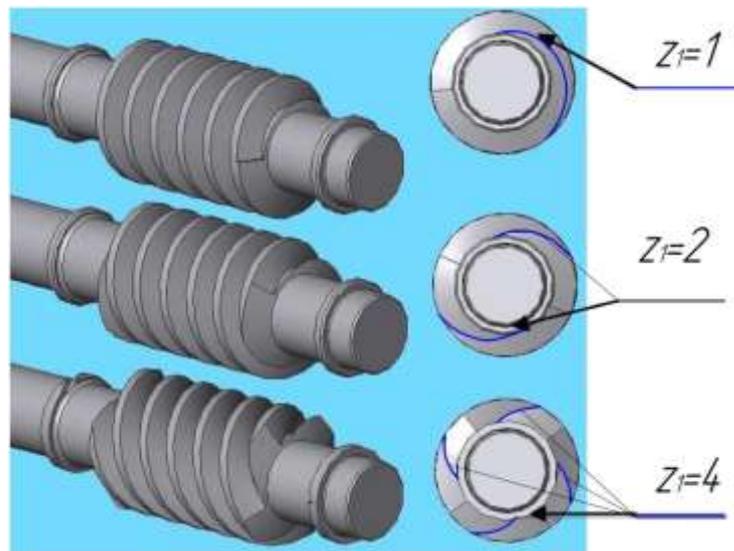
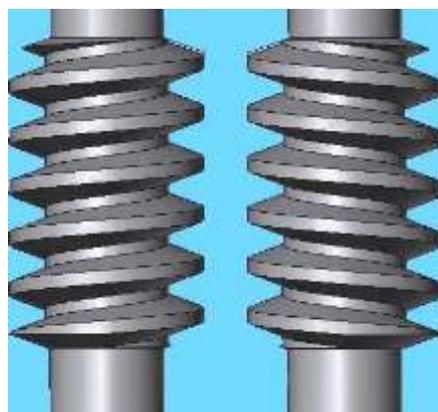


Рисунок 8.4 – Число заходів витків черв'яка

4 За напрямом гвинтової лінії:

- з правим напрямом витків (рис. 8.5,а);
- лівим напрямом витків (рис. 8.5,б).

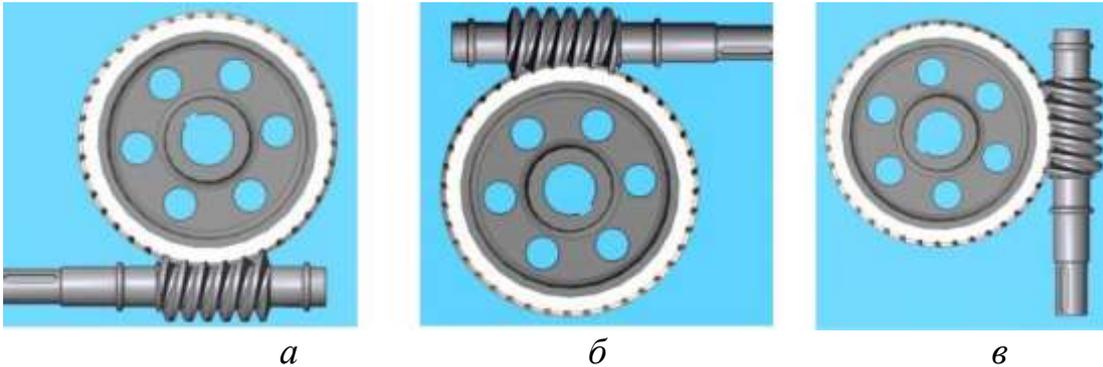


а

б

Рисунок 8.5 – Напрям гвинтової лінії черв'яка

5 Залежно від розташування черв'яка передачі бувають: з нижнім, боковим і верхнім черв'яком.



а – з нижнім; б – з верхнім; в – з боковим

Рисунок 8.6 – Схема розташування черв'яка відносно черв'ячного колеса

б За конструктивним оформленням:

- відкриті
- закриті (редуктори).

8.3 Основні параметри черв'ячних циліндричних передач

Розрахункова схема геометричних параметрів черв'ячної передачі представлена на рис. 8.7.

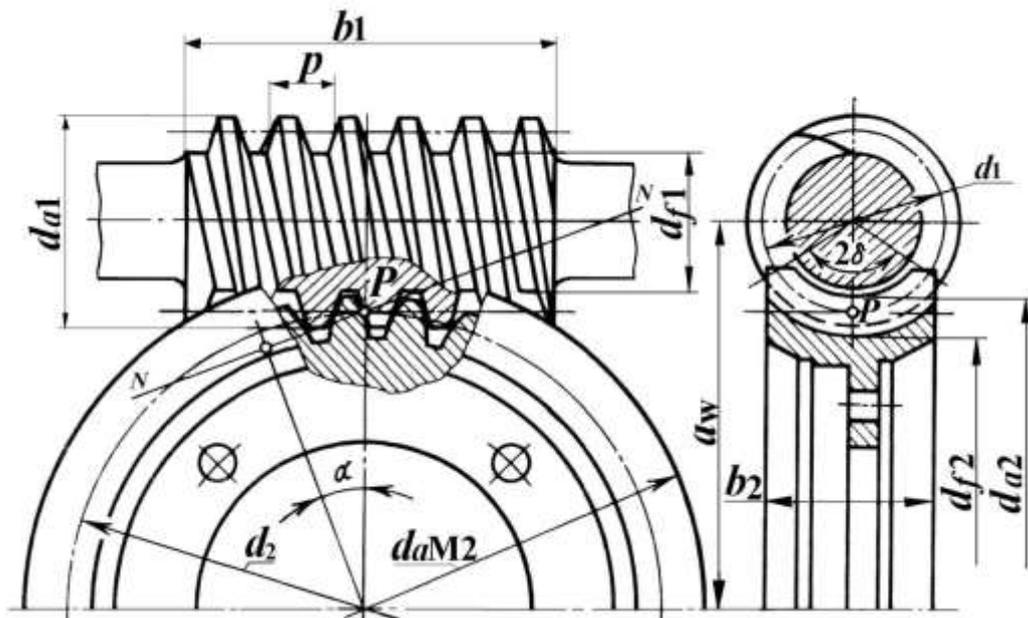


Рисунок 8.7 – Геометричні параметри черв'ячної передачі

8.3.1 Геометричні параметри черв'яка (архімедового)

Розрахункова схема геометричних параметрів черв'яка представлена на рис. 8.8.

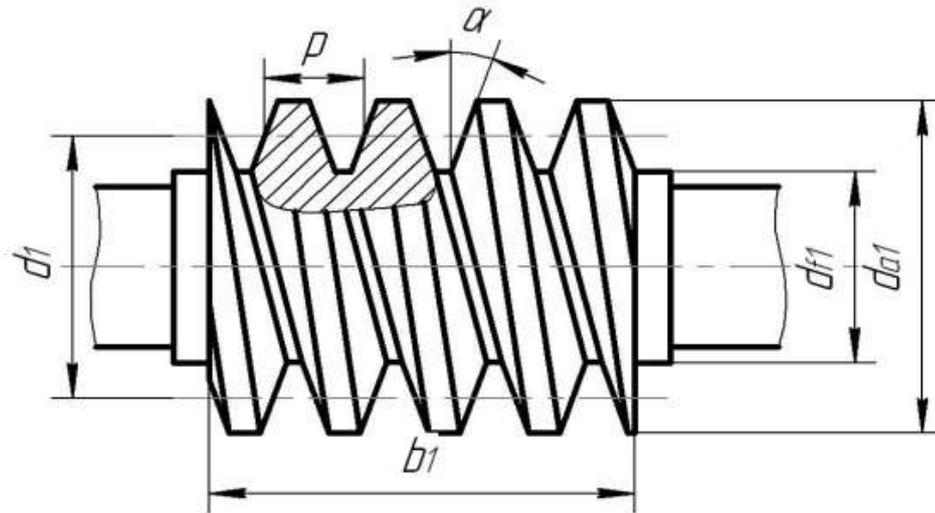


Рисунок 8.8 – Геометричні параметри черв'яка

1 Осьовий крок витків p – відстань між відповідними точками бокових сторін двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка:

$$p = \pi \cdot m. \quad (8.1)$$

2 Для багатозахідних черв'яків така ж відстань між суміжними профілями одного і того ж витка називається ходом гвинтової лінії витка

$$t = p \cdot z_1. \quad (8.2)$$

3 Число витків (заходів різьби) z_1 : рекомендовано брати залежно від величини передаточного числа передачі:

- при $u = 8...15$ – $z_1 = 4$;
- при $u = 15...30$ – $z_1 = 2$;
- при $u > 30$ – $z_1 = 1$.

4 Модуль m для черв'яка є осьовим, а для колеса – коловим. Значення m стандартизовані.

ри з оефіцієнт діаметра черв'яка вводять для скорочення номенклатури різного інструменту:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (8.3)$$

де d_1 – дільний діаметр черв'яка. $d_1 = m q$.

6 Кут підйому гвинтової лінії черв'яка визначають із розгортки його дільного циліндра (рис. 8.9):

$$\gamma = \arctg\left(\frac{t}{\pi \cdot d_1}\right) = \arctg\left(\frac{p \cdot z_1}{\pi \cdot m \cdot q}\right) = \arctg\left(\frac{\pi \cdot m \cdot z_1}{\pi \cdot m \cdot q}\right) = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (8.4)$$

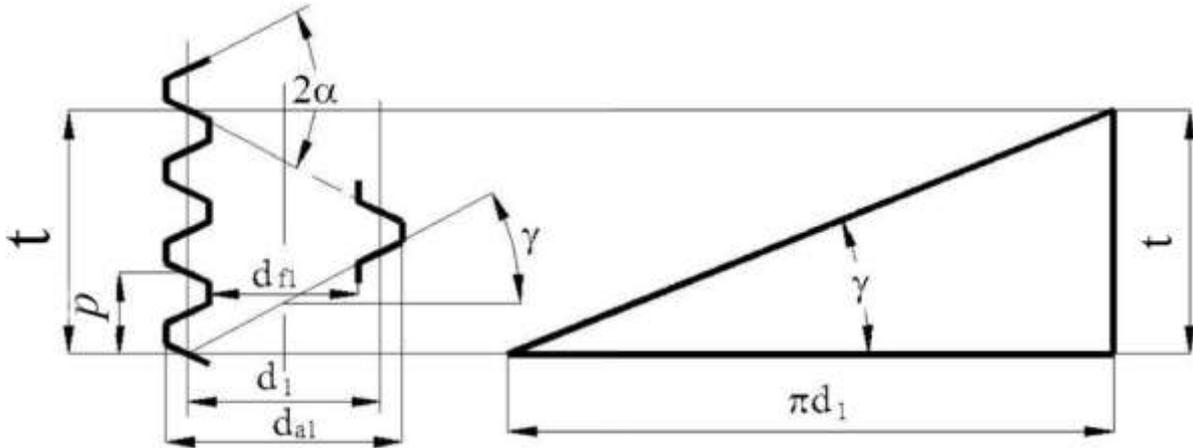


Рисунок 8.9 – Розгортка дільного циліндра черв'яка

7 Висотні параметри витка (зубця):

- висота головки витка (зубця) $h_a = h_a^* m = 1 \cdot m = m$;
- висота ніжки витка (зубця) $h_f = h_f^* m = 1,2 \cdot m = 1,2m$;
- висота зубця $h = h_a + h_f = m + 1,2m = 2,2m$.

8 Діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m = m(q + 2). \quad (8.5)$$

9 Діаметр впадин витків:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4). \quad (8.6)$$

10 Кут профілю витків $\alpha = 20^\circ$.

11 Довжину нарізаної частини b_1 визначають з умови використання одночасного зачеплення найбільшого числа зубців колеса – вибирають із рекомендацій.

8.3.2 Параметри черв'ячного колеса

Розрахункова схема геометричних параметрів черв'яка представлена на рис. 8.10.

Всі розміри черв'ячного колеса визначаються в середньому перерізі площиною, що проходить через вісь черв'яка перпендикулярно до осі черв'ячного колеса.

1 Кількість зубців черв'ячного колеса z_2 бажано брати в межах:

$$28 \leq z_2 \leq 60,$$

де нижня границя встановлена з умови «не підрізання» зубців під час виготовлення коліс, а верхня – з умови обмеження прогину черв'ячного вала під навантаженням.

2 Діаметри:

- ділительний:

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad (8.7)$$

- виступів:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = d_2 + 2 \cdot m = m \cdot z_2 + 2 \cdot m = m(z_2 + 2); \quad (8.8)$$

- впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 - 2,4 \cdot m = m \cdot z_2 - 2,4 \cdot m = m(z_2 - 2,4). \quad (8.9)$$

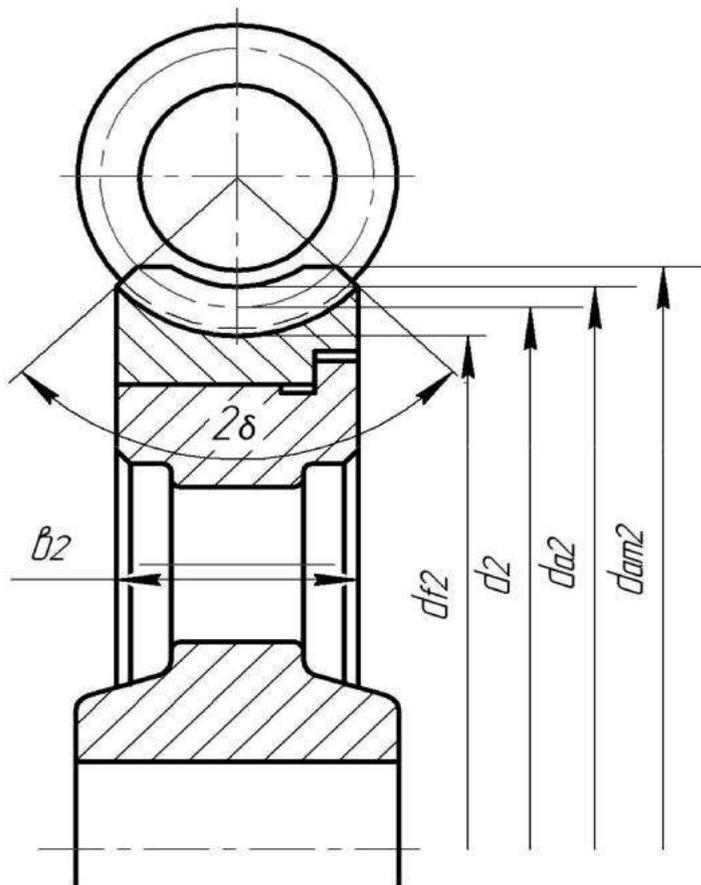


Рисунок 8.10 Геометричні параметри черв'ячного колеса

3 Найбільший діаметр колеса розраховують з урахуванням рекомендацій:

$$d_{am2} = d_{a2} + (1...2) \cdot m. \quad (8.10)$$

4 Ширина вінця черв'ячного колеса b_2 розраховується із рекомендацій.

5 Кут обхвату черв'яка черв'ячним колесом вибирають у діапазоні $2\delta = 90^\circ \dots 110^\circ$.

8.3.3 Параметри черв'ячної передачі

1 Міжосьова відстань передачі без зміщення:

$$a = \frac{m}{2} (q + z_2) = \frac{m}{2} (u \cdot \operatorname{tg} \gamma + z_2) = \frac{(u \cdot \operatorname{tg} \gamma + z_2) \cdot m}{2} \quad (8.11)$$

ередаточне число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}. \quad (8.12)$$

8.3.4 Параметри коригованої черв'ячної передачі

Для вписування черв'ячної передачі у задану міжосьову відстань її виготовляють зі зміщенням (коригованою).

1 За заданої міжосьової відстані a_w коефіцієнт зміщення:

$$x = \frac{a_w - a}{m}. \quad (8.13)$$

За умовою непідрізання зубців коефіцієнт зміщення x у більшості випадків беруть $-1 < x < +1$.

2 Відповідно міжосьова відстань передачі зі зміщенням:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x). \quad (8.14)$$

3 Начальний діаметр черв'яка:

$$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot x = m \cdot (q + 2x). \quad (8.15)$$

4 Діаметр вершин зубців черв'ячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x). \quad (8.16)$$

5 Діаметр впадин черв'ячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x). \quad (8.17)$$

8.4 Ковзання в зачепленні черв'ячної передачі

Під час руху витки черв'яка ковзають по зубцях колеса. На відміну від циліндричної зубчастої передачі вектори колових швидкостей у точках контакту черв'яка і колеса (рис. 8.11) направлені під прямим кутом і мають різні абсол і значен Це є причиною того, що в черв'ячному зачепленні завжди присутнє ковзання, швидкість якого більша від колових швидкостей черв'яка і колеса. Швидкість ковзання направлена по дотичній

до гвинтової лінії черв'яка. Як відносна швидкість, вона дорівнює геометричній різниці колових швидкостей черв'яка і колеса, а її абсолютне значення:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma}, \quad (8.18)$$

$$\text{де } V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000};$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000};$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$$

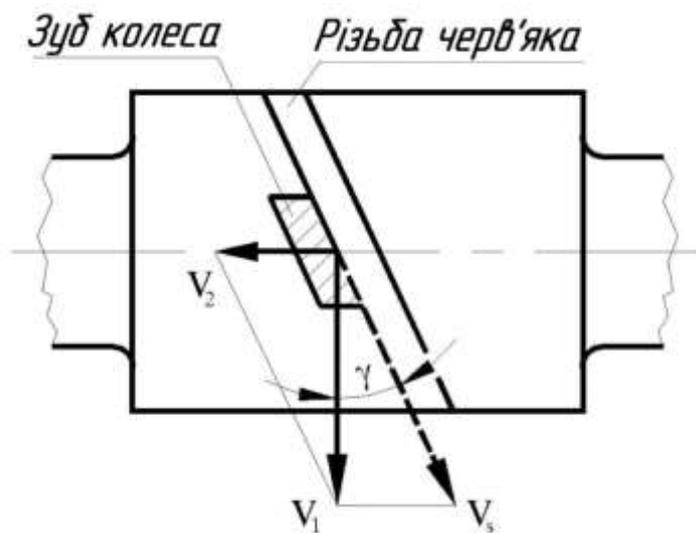


Рисунок 8.11 – Швидкість ковзання в передачі

Висока швидкість ковзання призводить до втрат енергії в зачепленні і зниження ККД, а також до підвищеного зношування зубців і схильності їх до заїдання. Залежно від швидкості ковзання вибирають допустимі контактні напруження для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих (безолов'яних) бронз і чавунів, призначаються ступені точності при виготовленні черв'ячних передач.

8.5 Сили в зачепленні черв'ячної передачі

У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка і зубцями колеса, розподілена за лінією їх контакту, замінюється зосередженою нормальною силою, прикладеною в середньому перерізі колеса в полюсі зачеплення.

Для зручності розрахунків нормальна сила F_n розкладається на три складові (рис. 8.12): F_t, F_r, F_a .

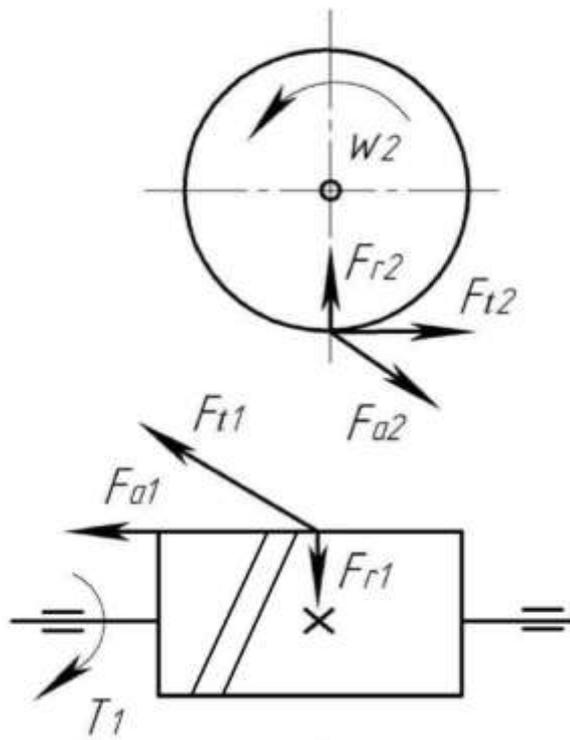


Рисунок 8.12 – Сили в зачепленні черв'ячної передачі

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} = \frac{1000 \cdot P_2}{V_2}; \quad (8.19)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho'); \quad (8.20)$$

$$F_{r1} = F_{r2} \cong F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (8.21)$$

$$F_{n1} = F_{n2} \cong \frac{F_{t2}}{\cos \alpha}, \quad (8.22)$$

де $\gamma = \operatorname{arctg}(z_1/q)$,

$\rho' = \operatorname{arctg}(f/\cos \alpha)$ – приведений кут тертя у зачепленні,

f – коефіцієнт тертя в черв'ячній парі;

α – кут профілю витка черв'яка ($\alpha = 20^\circ$).

8.6 ККД черв'ячної передачі

Основними є втрати у зачепленні і по аналогії з гвинтовою парою:

$$\eta = \frac{F_{t2} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{F_{t1} \cdot \pi \cdot d_1} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma}{F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \quad (8.23)$$

Зразкові значення ККД наведені в табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – ККД залежно від числа заходів витків черв'яка

z_1	1	2	4
U	більш 30	15...30	8...15
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

Шляхи підвищення ККД передачі:

1 Збільшення кута підйому витка γ (збільшення числа заходів z_1).

2 Зниження приведенного кута тертя ρ' (коефіцієнта тертя f), що забезпечується:

- зменшенням шорсткості витків черв'яка і зубців колеса;
- застосуванням антифрикційних пар матеріалів (сталь – бронза та інші);
- підвищенням якості мастила;
- збільшенням коллоїдної швидкості (при цьому відбувається перехід від напіврідинного до рідинного тертя за рахунок втягування масла в клиновий зазор між витком черв'яка і зубцем колеса та формування стійкого масляного шару);
- підвищенням точності виготовлення і регулюванням зачеплення.

8.7 Види пошкоджень черв'ячних передач. Критерії роботоздатності і розрахунки

Оскільки за умовами контакту черв'ячне колесо виготовляють із менш міцного матеріалу, ніж черв'як, то вихід з ладу передачі, як правило, пов'язаний з ушкодженням колеса.

Відносно високі швидкості ковзання і несприятливі умови змащування в черв'ячному зачепленні частіше зумовлюють зношування й заїдання – «дифузійне зварювання» черв'ячного колеса й черв'яка під навантаженням. Типове для зубчастих передач викрашування зубців у черв'ячних передачах спостерігається рідше. Тому заїдання в першу чергу обмежує навантажувальну здатність черв'ячних передач.

При м'якому матеріалі (олов'яні бронзи) колеса заїдання проявляється у формі поступового «намазування» його матеріалу на черв'як (черв'як «жовтіє»). При твердому матеріалі колеса (алюмінієво-залізна бронза,

чавун і ін.), заїдання відбувається в більш небезпечній формі, завершується задиранням поверхні з наступним швидким руйнуванням і зношуванням зубців колеса.

Зношування обмежує строк служби більшості черв'ячних передач, його інтенсивність залежить від змащування, неточності монтажу зачеплення (вісь черв'яка зміщена відносно серединної площини колеса), шорсткості витків черв'яка, а також від частоти пусків передачі, що також впливає на умови її змащування.

Пластичне руйнування робочих поверхонь зубців колеса може з'явитись за значних перевантажень.

Поломки зубців колеса можливі внаслідок їх зношення або помилок виготовлення.

На відміну від зубчастих передач у черв'ячних розраховують тільки зубці колеса, оскільки витки черв'яків за формою і матеріалом значно міцніші зубців колеса.

Заїдання, задирки та інтенсивність зношування пов'язані з величиною контактних напружень, контактна витривалість зубців колеса є основним критерієм роботоздатності передачі, тому на проектному етапі розрахунок черв'ячної передачі за контактними напруженнями є визначальним. Розрахунки запроєктованої таким чином передачі на витривалість зубців колеса за згину і їх міцність у разі максимального навантаження виконують як перевірки.

З урахуванням вищенаведеного можна сформулювати критерії працездатності черв'ячної передачі:

1 Втомна контактна міцність зубця колеса (заїдання, «намазування», зношування).

2 Втомна згинна міцність зубця колеса.

3 Статична згинна міцність при максимальних перевантаженнях.

Для збереження теплового режиму передачі додатково виконують тепловий розрахунок.

8.8 Матеріали деталей передачі

Черв'яки виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2), а для передач із підвищеними вимогами – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА) з термообробкою до твердості $H_1 \geq (45...55)HRC$ з наступним шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно із бронзи, інколи з латуні або чавуну. Олов'яні бронзи Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1, БрОНФ та ін. мають високі антифрикційні та протизадирні властивості, однак вони дорогі та дефіцитні. Використовуються, якщо швидкості ковзання V_s – .

Менш дефіцитні і дешевші безолов'яні бронзи БрАЖ94, БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та ін., але вони мають гірші антифрикційні властивості і погано припрацьовуються, вимагають високої твердості і чистоти поверхні робочих поверхонь витків черв'яка і застосовуються за середніх швидкостей ковзання $V_s = 2 \dots 5 \frac{M}{c}$.

Для допоміжних, мало навантажених передач (здебільшого для ручного приводу) використовують чавуни (СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20).

8.9 Розрахунок черв'ячної передачі на міцність

У першому наближенні черв'ячне колесо можна розглядати як косозубе циліндричне колесо з кутом нахилу зубця γ (еквівалентне колесо).

8.9.1 Рівняння втомної контактної міцності робочої поверхні зубця черв'ячного колеса

Для спрощення розрахунку його виконують для моменту зачеплення в полюсі. Як і для зубчастих передач за вихідну беруть формулу Герца (3.15):

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{w}{2\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H,$$

$$\text{де } w = \frac{F_{розр}}{l_\Sigma};$$

$$F_{розр} = F_{n_2} \cdot K;$$

$K = K_H = K_F = K_V \cdot K_\beta$ – коефіцієнт навантаження (аналогічно розрахункам зубчастої передачі, вибираються із рекомендацій);

l_Σ – сумарна довжина контактних ліній

$$l_\Sigma = l_K \cdot \varepsilon_\alpha, \quad (8.24)$$

де $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ – коефіцієнт торцевого перекриття у середній площині черв'ячного колеса;

l_K – довжина контактної лінії

$$l_K = \frac{\pi \cdot \delta}{360^0} \cdot d_1 \cdot 0,75, \quad (8.25)$$

де 0,75 – коефіцієнт, який враховує зменшення поля зачеплення.

Після підстановки і скорочень, з урахуванням того, що $\delta \cong 100^0$, а $\varepsilon_\alpha \cong 2$ отримують:

$$l_\Sigma = \frac{\pi \cdot 100^0}{360^0} \cdot d_1 \cdot 0,75 \cdot 2 \cong 1,3 \cdot d_1. \quad (8.26)$$

Тоді

$$w = \frac{F_{t_2} \cdot K}{\cos \alpha \cdot 1,3 \cdot d_1}. \quad (8.27)$$

Оскільки у плоскій поверхні рейки (витка черв'яка) радіус кривизни $r_1 = \infty$, а радіус кривизни зубця черв'ячного колеса у точці, яка відповідає полюсу, за аналогією з косозубими колесами

$$r_2 = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \gamma}, \quad (8.28)$$

то приведений радіус кривизни отримують як

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{\infty} + \frac{2 \cdot \cos^2 \gamma}{d_2 \cdot \sin \alpha} = \frac{2 \cdot \cos^2 \gamma}{d_2 \cdot \sin \alpha}. \quad (8.29)$$

Підставляють (8.27), (8.29) у формулу (3.15) отримують:

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{F_{t_2} \cdot K \cdot 2 \cdot \cos^2 \gamma}{\cos \alpha \cdot 1,3 \cdot d_1 \cdot 2 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha}} \leq [\sigma]_H. \quad (8.30)$$

Після спрощення мають:

$$\sigma_H = z_M \cdot z'_H \sqrt{\frac{F_{t_2} \cdot K}{1,3 \cdot d_1 \cdot d_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (8.31)$$

$$\sigma_H = z'_M \cdot z'_H \cdot \sqrt{\frac{K}{1,3}} \leq [\sigma]_H, \quad (8.32)$$

$$\sigma_H = z'_M \cdot z'_H \cdot \frac{1}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{9550 \cdot P_2 \cdot K}{n_2 \cdot d_1}} \leq [\sigma]_H, \quad (8.33)$$

де z'_M – коефіцієнт матеріалу (вибирається із рекомендацій для матеріалу колеса);

$$z'_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha}}.$$

8.9.2 Розрахунок міжосьової відстані черв'ячної передачі

У проектному розрахунку передачі за умови забезпечення контактної міцності робочої поверхні зубця черв'ячного колеса визначається основний стандартний габаритний параметр – міжосьова відстань.

Оскільки

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{1 + u \cdot \operatorname{tg} \gamma}; \quad d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot u \cdot \operatorname{tg} \gamma}{1 + u \cdot \operatorname{tg} \gamma},$$

то підставивши ці параметри у рівняння (8.32) вирішують рівняння відносно a , отримують:

$$a \geq K'_a \cdot (1 + u \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K}{u^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma \cdot [\sigma]_H^2}}; \quad (8.34)$$

$$a \geq K'_{ap} \cdot (1 + u \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K}{n_2 \cdot u^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma \cdot [\sigma]_H^2}}. \quad (8.35)$$

Після спрощення $u \cdot \operatorname{tg} \gamma = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_1}{q} = \frac{z_2}{q}$ отримують:

$$a \geq K'_a \cdot (q + z_2) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K}{q \cdot z_2^2 \cdot [\sigma]_H^2}}; \quad (8.36)$$

$$a \geq K'_{ap} \cdot (q + z_2) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K}{q \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (8.37)$$

де K'_a , K'_{ap} – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках міжосьової відстані з використанням моменту та потужності.

8.9.3 Розрахунок втомної згинної міцності зубця черв'ячного колеса

За напруженнями згину розраховуються тільки зубці колеса, тому що витки червяка по формі і матеріалу значно міцніші.

У розрахунках черв'ячне колесо розраховується як косозубе циліндричне колесо, з урахуванням того, що довжина зубця по дузі кола у основі зубця l_0 більше ширини вінця b_2 .

Розрахункова умова:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F \quad (8.38)$$

$$\sigma_F = Y'_F \cdot \frac{w_n \cdot \cos \alpha}{m} \leq [\sigma]_F, \quad (8.39)$$

$$\text{де } w_n = \frac{F_{\text{розр}}}{l_0} = \frac{F_{t2} \cdot K}{l_0 \cdot \cos \alpha};$$

$$l_0 = \frac{\pi \cdot \delta}{360^\circ} \cdot d_1 \cong 0,87 \cdot d_1.$$

Після підстановки отримують:

$$\sigma_F = Y'_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K \cdot \cos \alpha}{l_0 \cdot \cos \alpha \cdot m} = Y'_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K}{l_0 \cdot m} = Y'_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K}{0,87 \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma]_F; \quad (8.40)$$

$$\sigma_F = Y'_F \cdot \frac{2300 \cdot T_2 \cdot K}{d_1 \cdot d_2 \cdot m} \leq [\sigma]_F; \quad (8.41)$$

$$\sigma_F = Y'_F \cdot \frac{22 \cdot 10^6 \cdot P_2 \cdot K}{n_2 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (8.42)$$

де Y'_F – коефіцієнт форми зубця визначається по числу зубців еквівалентного косозубого циліндричного колеса

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma},$$

z_2 – число зубців черв'ячного колеса.

8.9.4 Розрахунок статичної згинної міцності зубця черв'ячного колеса

Розрахункова умова:

$$\sigma_{Fmax} \leq [\sigma]_{Fmax} \quad (8.43)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot K_{nep} \leq [\sigma]_F, \quad (8.44)$$

де K_{nep} – коефіцієнт перевантаження (див. розрахунок зубчастих передач, формула (3.26)).

8.9.5 Тепловий розрахунок черв'ячної передачі у закритому виконанні

Внаслідок значних втрат потужності за рахунок низького ККД черв'ячної передачі відбувається нагрівання елементів передачі, корпусу й мастила, яке в ньому перебуває. Якщо нагрівання мастила у ванні редуктора досягає критичної температури $[t]$, у контакті черв'яка і черв'ячного колеса порушується масляна плівка і має місце заїдання. Для звичайних редукторних мастил $[t] \cong 85...90^{\circ}C$. Авіаційні мастила допускають $[t] \cong 100...120^{\circ}C$.

Для недопущення перегріву проводиться тепловий розрахунок передачі на основі рівняння теплового балансу передаточного механізму, яка працює у безперервному режимі без примусового охолодження

$$10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1 = K_T \cdot (t - t_0)A, \quad (8.45)$$

де η – ККД черв'ячної передачі;

P_1 – потужність на черв'яку;

K_T – коефіцієнт теплопередачі (вибирається із рекомендацій), кількість теплоти, передане в навколишнє середовище з одиниці поверхні в 1 м^2 при різниці температур в $1^{\circ}C$: при нормальній циркуляції повітря навколо корпусу – $K_T = 14...17 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}C}$, при поганій – $K_T = 8...10,5 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}C}$.

t – температура нагріву мастила;

$20^{\circ}C$ – температура навколишнього середовища;

– площа поверхні корпусу передаточного механізму (у проектному розрахунку розраховується по емпіричним формулам за рекомендаціями).

Звідси

$$t = t_0 + \frac{10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A} \leq [t]. \quad (8.46)$$

Якщо умова (8.44) не виконується необхідно або збільшити поверхню охолодження (застосовуючи охолодні ребра), або застосувати штучне охолодження: обдування корпусу повітрям за допомогою вентилятора, охолодження за допомогою змішувача із циркулюючою водою тощо.