

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

модуль 1 «Загальні принципи конструювання і розрахунку машин.
Передачі»: методичні рекомендації для виконання самостійної роботи
здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
ОПП «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної та заочної форми здобуття вищої освіти

УДК 621.81

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 29.05.2023 р., протокол № 11.

Укладач:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензент:

Д. Д. Марченко – канд. техн. наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

ЗМІСТ

1. Механічні передачі	4
2. Передачі гнучким зв'язком	4
2.1. Пасові передачі	4
2.2. Ланцюгові передачі	33
3. Зубчасті циліндричні передачі	54
4. Конічні та черв'ячні передачі	129
Література	177

Модуль 1. Загальні принципи конструювання і розрахунку машин. Передачі.

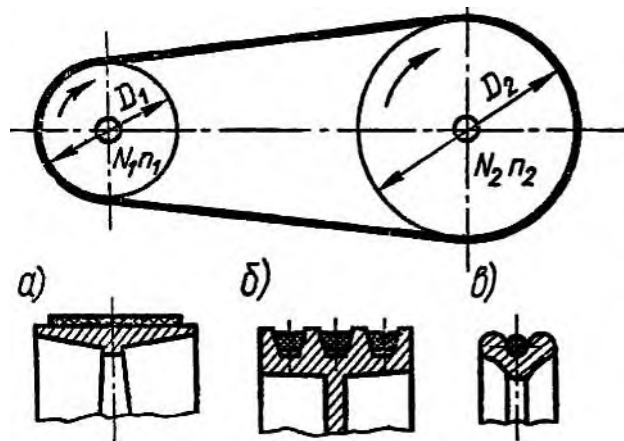
1. Механічні передачі

2. Передачі гнучким зв'язком

2.1. Пасові передачі

2.1.1. Загальні відомості та класифікація

Пасова передача (рис. 2.1) складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківви. Навантаження передається



силами тертя виникаючими між шківвами та пасом внаслідок його натягнення.

Залежно від форми поперечного перетину паса розрізняють: плоскопасові (рис. 2.1, а), клинопасові (рис. 2.1, б) та круглопасові

(рис. 2.1, в) передачі.

Пасові передачі в порівнянні з іншими видами механічних передач мають наступні переваги:

- можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані (до 15 м і більше);
- плавність та безшумність роботи;
- високі швидкості;
- запобігання механізмів від різких коливань навантаження внаслідок пружності паса;

- запобігання механізмів від перевантаження за рахунок можливого проковзування паса;

- простота конструкції та експлуатації.

Основними недоліками пасової передачі є:

- великі габарити передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів приблизно в 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);

- несталість передаточного числа через можливе проковзування паса;

- підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса (збільшення навантаження валів в 2...3 рази в порівнянні із зубчастою передачею);

- низька довговічність пасів (у межах 1000...5000 годин).

Пасові передачі застосовують переважно в тих випадках, коли за умов конструкції вали розташовані на значних відстанях або високі швидкості не дозволяють застосовувати інші види передач. Потужність пасових передач не перевищує, як правило, 50 кВт. Пасову передачу встановлюють в комбінацію із зубчастою передачею на швидкохідний ступінь як менш навантажену.

В даний час найбільше розповсюдження отримали *клинові паси*. Знаходять застосування також *плоскі паси* з пластмас у високошвидкісних передачах. *Круглі паси* застосовують тільки для малих потужностей: в приладобудуванні, побутовій техніці та ін.

2.1.2. Кінематика пасової передачі

Колові швидкості на шківів визначаються залежностями:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (2.1)$$

де d_1 і d_2 – діаметри шківів, мм; n_1 і n_2 – частота обертання шківів, об/хв.

Для пасової передачі характерне пружне ковзання паса (див. нижче), що приводить до різниці швидкостей, тобто $v_2 < v_1$. Це явище враховується введенням коефіцієнта ковзання ε і тоді справедлива формула:

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon). \quad (2.2)$$

При цьому передаточне відношення буде дорівнювати

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1} = \frac{d_2^2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (2.3)$$

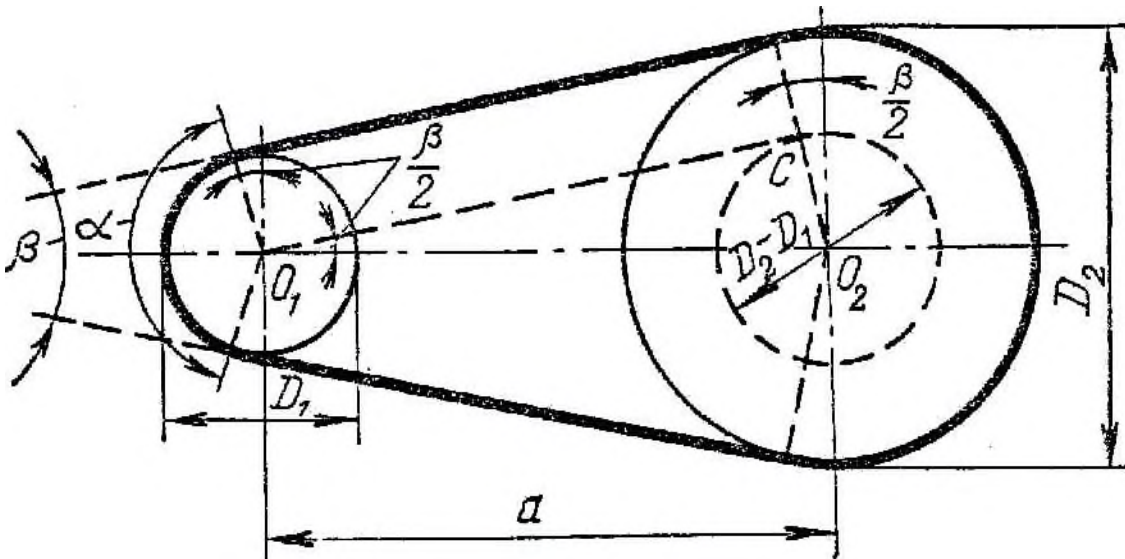


Рис. 2.2

Встановлено, що значення ε залежить від величини навантаження, слідством чого є непостійність передаточного відношення i в пасовій передачі. Звичайно за нормальних умов роботи

коефіцієнт ковзання лежить в межах $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$. В наближених розрахунках допустимо приймати

$$i = \frac{d_2}{d_1}. \quad (2.4)$$

2.1.3. Геометрія пасової передачі

Основні геометричні характеристики показані на схемі пасової передачі (рис. 2.2). Тут: a – міжосьова відстань; β – кут між вітками паса; α – кут обхвату паса меншого шківа.

При геометричному розрахунку відомими звичайно є d_1 , d_2 і a , визначаються кут α і довжина паса l .

Внаслідок витяжки та провисання паса величина α і l не є строгими, а тому можуть визначатися наближено

$$\alpha \approx 180^\circ - \beta.$$

Опускаючи висновок, запишемо вираз для визначення довжини паса

$$\begin{aligned} l &= 2a \cdot \cos \beta / 2 + \frac{d_1}{2}(\pi - \beta) + \frac{d_2}{2}(\pi + \beta) = \\ &= 2a \cdot \cos \beta / 2 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{\beta}{2}(d_2 - d_1). \end{aligned}$$

Або, використовуючи наближену залежність $\cos \beta / 2 \approx 1 - \frac{1}{2}(\beta / 2)^2$,

після перетворень отримаємо

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (2.5)$$

2.1.4. Сили та силові залежності пасової передачі

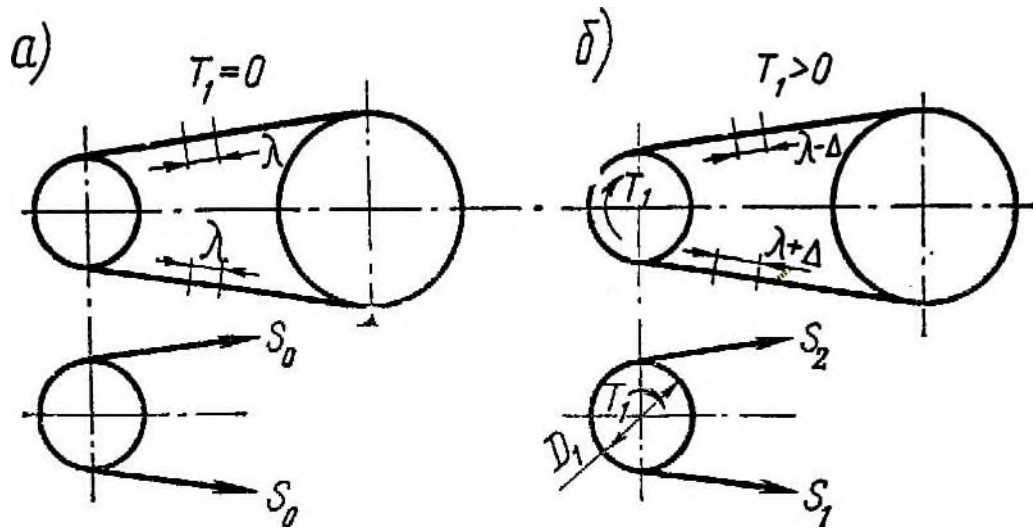


Рис. 2.3

На рис. 2.3 показано навантаження віток паса в двох випадках: без навантаження $T_1 = 0$ (рис. 2.3, а) і під навантаженням $T_1 > 0$ (рис. 2.3, б).

За відсутності навантаження в передачі ($T = 0$) в кожній вітці паса має місце попереднє натягнення паса – F_0 ; за наявності навантаження – F_1 і F_2 – натягнення ведучої та відомої віток; $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила передачі.

За умовою рівноваги шківів маємо:

$$T = \frac{d_1}{2} (F_1 - F_2) \text{ або } F_1 - F_2 = F_t.$$

Зв'язок між F_0 , F_1 , F_2 (опускаючи висновок) можна представити у вигляді наступної системи

$$F_1 = F_0 \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; F_2 = F_0 \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad (2.6)$$

де e – підстава натурального логарифма; f – коефіцієнт тертя; α – кут обхвату.

Формула (2.6) дозволяє визначити мінімально необхідну величину попереднього натягнення паса S_0 при якому можлива передача заданого навантаження F_t . З формули (2.6) видно, що збільшення значень f і α сприятливо відображається на роботі передачі.

2.1.5. Напруження у вітках пасової передачі

Найбільші напруження діють у ведучій вітці паса. Вони складаються із напруження розтягу ζ_1 , згину ζ_{32} і напруження від відцентрових сил ζ_v (ζ_v – напруження від відцентрових сил при швидкості $v < 25$ м/с незначні і не враховуються при розрахунку).

Напруження розтягу ζ_1 можна представити у вигляді

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}, \quad (2.7)$$

де $\zeta_F = F_t / A$ – корисне напруження; ζ_0 – напруження від попереднього натягнення.

Як було встановлене раніше, корисне напруження можна представити як різницю напружень ведучої та відомої віток: $\zeta_F = \zeta_1 - \zeta_2$.

В тій частині паса, що обхватує шків, виникають напруження згину ζ_{32} (рис. 2.4).

За законом Гука

$$\sigma_{32} = \varepsilon \cdot E,$$

де ε – відносне подовження зовнішніх волокон; E – модуль пружності.

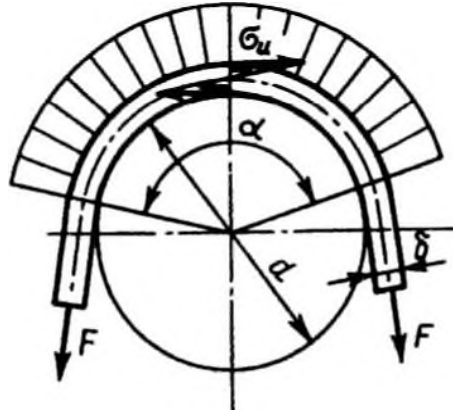


Рис. 2.4

Відомо, що при чистому згині

$$\varepsilon = y / r,$$

Тут y – відстань від нейтрального шару паса; r – радіус кривини нейтрального шару.

Для паса, що обхватує шків, $y = \delta/2$, $r \approx d/2$ (δ – товщина паса). При цьому $\varepsilon = \delta/d$, а

$$\sigma_{z_2} = (\delta / d) E. \quad (2.8)$$

Формула (2.8) дозволяє помітити, що основним чинником, що визначає величину напруження згину, є відношення товщини паса до діаметра шківа. Чим менше це відношення, тим менші напруження згину в пасі.

Сумарні максимальні напруження у ведучій вітки в місці набігання паса на менший шків

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{z_2} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_{z_2}. \quad (2.9)$$

Епюра розподілу напружень по довжині паса зображена на рис. 2.5.

2.1.6. Пружне ковзання паса пасової передачі

Дослідження М.Е. Жуковського показали, що в пасових передачах слід розрізнити два види ковзання паса по шківу: *пружне ковзання і буксування*. Пружне ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, а буксування тільки при перевантаженні.

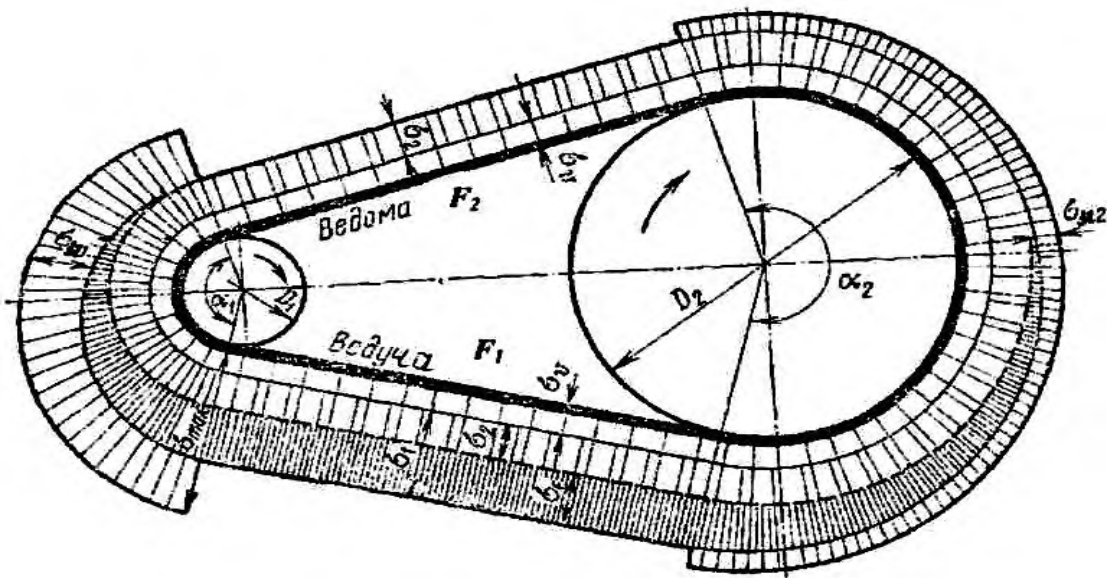


Рис. 2.5

Різниця натягнення відомої та ведучої віток, що створена навантаженням, викликає пружне ковзання в пасовій передачі. При цьому дуги пружного ковзання розташовуються із сторони збігаючої вітки (рис. 2.6).

Відзначимо деяку ділянку паса довжиною λ в ненавантаженій передачі та потім дамо навантаження (рис. 2.6). При проходженні ведучої вітки відзначена ділянка подовжиться до $(\lambda + \Delta)$, а на ведомій скоротиться до $(\lambda - \Delta)$.

Визначаючи колові швидкості шківів по сумісному переміщенню з пасом на ділянках дуг спокою, одержуємо:

$$\text{для ведучого шківа } v_1 = (\lambda + \Delta) / \Delta t;$$

$$\text{для ведомого шківа } v_2 = (\lambda - \Delta) / \Delta t,$$

де Δt – час набігання відзначеної ділянки паса на шків.

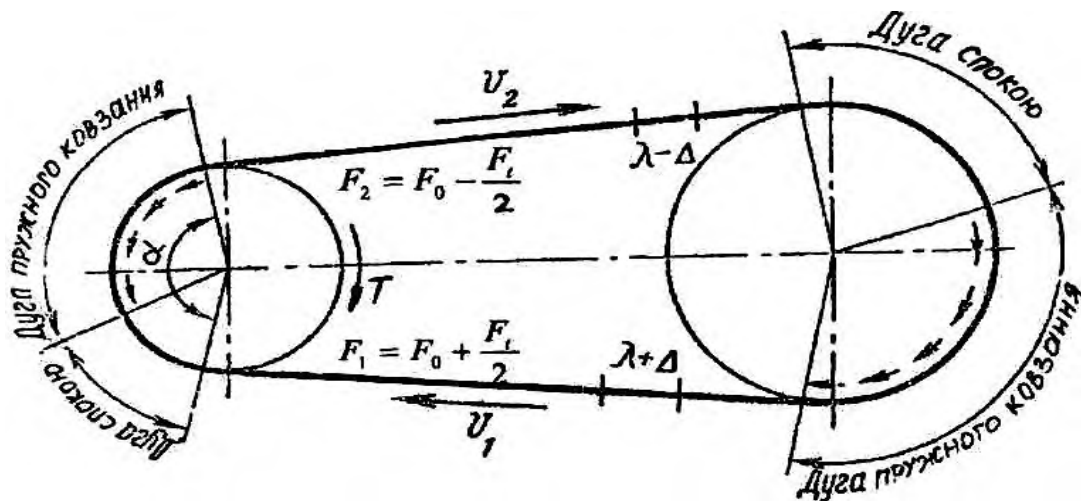


Рис. 2.6

Очевидно, що $v_2 < v_1$. Різниця швидкостей v_1 і v_2 враховується у формулах (2.2) і (2.3) коефіцієнтом ковзання ϵ . За збільшенням навантаження (збільшується Δ) різниця колових швидкостей зростає, а передаточне відношення змінюється.

Пружне ковзання є причиною деякої непостійності передаточного відношення в пасових передачах. При перевантаженні передачі дуга спокою зменшується до нуля, пас починає ковзати по всій поверхні зіткнення з шківом. Таке ковзання отримало назву буксування. При буксуванні відомий шків зупиняється, а ККД передачі стає рівним нулю.

2.1.7. Втрати в передачі та ККД

Втрати потужності в пасовій передачі складається з: втрат в опорах валів; втрат від ковзання паса по шківках; втрат на внутрішнє тертя в пасі, пов'язане з періодичною зміною деформацій згину; втрат від опору повітря руху паса і шківкам.

Всі ці втрати враховуються ККД передачі, який визначають експериментально. При навантаженнях, близьких до розрахункових, середнє значення ККД звичайно приймають для плоскопасових передач $\eta \approx 0,97$, а для клинопасових $\eta \approx 0,96$.

2.1.8. Клинопасова передача

Клинопасова передача застосовується при порівняно малих міжосьових відстанях і великих передаточних відношень. В цій передачі (рис. 2.7) пас має трапецеїдальну (клинову) форму поперечного перетину і розташовується у відповідних канавках шківка. В передачі працюють звичайно декілька пасів, але може бути і один. Декілька тонких пасів застосовують замість одного товстого з метою зменшення напруження згину.

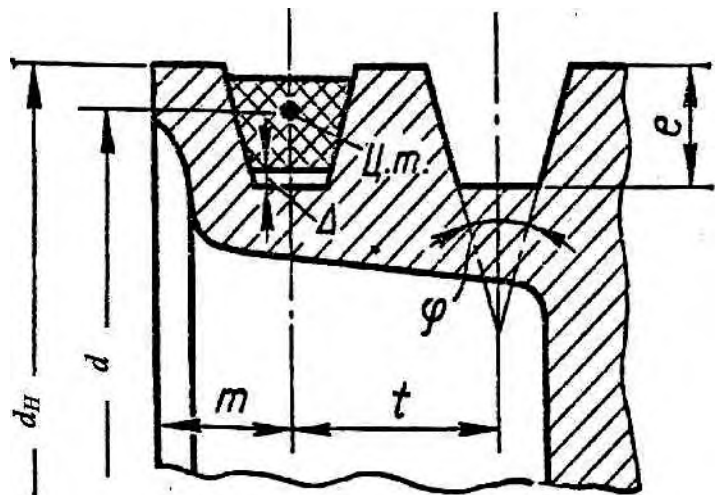


Рис. 2.7

Форма канавки шківів виконується так, щоб між її підвалиною та пасом був зазор, в цьому випадку робочими поверхнями є бічні поверхні паса.

Розрахунковим діаметром d шківів є діаметр, відповідний колу розташування центрів тяжкості поперечних перетинів паса. Всі розміри, що визначають форму обода шківів (e, m, t, d_H, d), вибирають за відповідними таблицями стандартів залежно від поперечного перетину паса, які також стандартизовані.

Для передач загального призначення за ГОСТ 1284-80 прийнято сім типів клинових пасів О, А, Б, В, Г, Д, Е, відмінних розмірами поперечного перетину. Розміри перетину збільшуються від О до Е.

Застосування клинових пасів дозволяє збільшити тягову здатність передачі за рахунок підвищення тертя. Кут клина φ істотно впливає на величину сили тертя: із зменшенням φ тертя в передачі збільшується.

Величину

$$\frac{f}{\sin \varphi / 2} = f' . \quad (2.10)$$

називають приведеним коефіцієнтом тертя.

Для стандартних пасів кут φ прийнятий рівним 40° . При цьому

$$f' = f / \sin 20^\circ \approx 3f .$$

Таким чином, клинова форма паса збільшує його зчеплення з шківом приблизно в три рази.

З метою кращого використання можливостей клинопасової передачі на практиці рекомендується приймати кут обхвату $\alpha_\kappa \geq 120^\circ$ (допускається до 70°). Відносно мала величина кутів обхвату α , що

допускаються, дозволяє будувати клинопасові передачі з малими міжосьовими відстанями a і з великими передаточними відношеннями i , а також передавати роботу з одного ведучого шківa декільком відомим.

Перетин клинового паса являє собою трапецією. Основним несучим елементом паса є шар шнурового корду, які виготовляються з різних матеріалів на основі штучних волокон, а в даний час знаходить широке застосування корд з синтетичних волокон і сталевих тросів. Тканинна обгортка збільшує міцність паса та оберігає його від зносу. Гума служить заповнювачем, який утворює форму паса і додає йому еластичність.

2.1.9. Методика розрахунку клинопасової передачі

Обмежене число типорозмірів стандартних клинових пасів дозволило визначити допустиме навантаження для кожного типорозміру паса, а розрахунок передачі звести до підбору типу та числа пасів за таблицями і графіками, приведених за ГОСТ 1284.1 -1281.3-80.

Тип і число пасів вибирають і розраховують, використовуючи формулу (2.11) і графіки (рис. 2.8...2.10). Потужність, що передає пасова передача

$$P = P_0 \cdot K_\alpha \cdot K_H \cdot z, \quad (2.11)$$

де P – потужність передачі; P_0 – потужність, що передається одним пасом в умовах типової (стандартної) передачі ($\alpha=180^\circ$, навантаження рівномірне) – визначається за графіками рис. 2.8...2.10; K_α – коефіцієнт

кута обхвату (табл. 2.1); K_H – коефіцієнт режиму навантаження (табл. 2.2); z – число пасів.

Таблиця 2.1. Коефіцієнт кута обхвату K_α для клинових пасів

α°	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
K_α	1,0	0,98	0,96	0,93	0,90	0,87	0,83	0,79	0,74	0,68	0,62	0,56

Таблиця 2.2. Коефіцієнт режиму навантаження K_H

Характер навантаження	Рівномірна	З помірними коливаннями	Із значними коливаннями	Ударна та різко змінна
K_H	1	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6

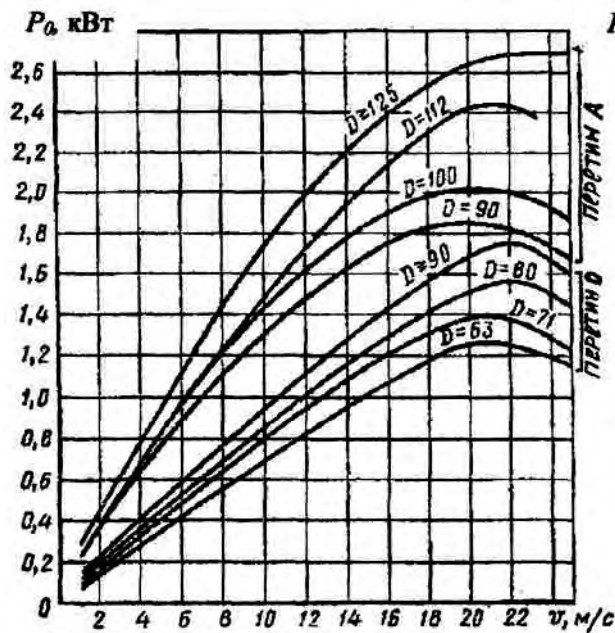


Рис.2.8

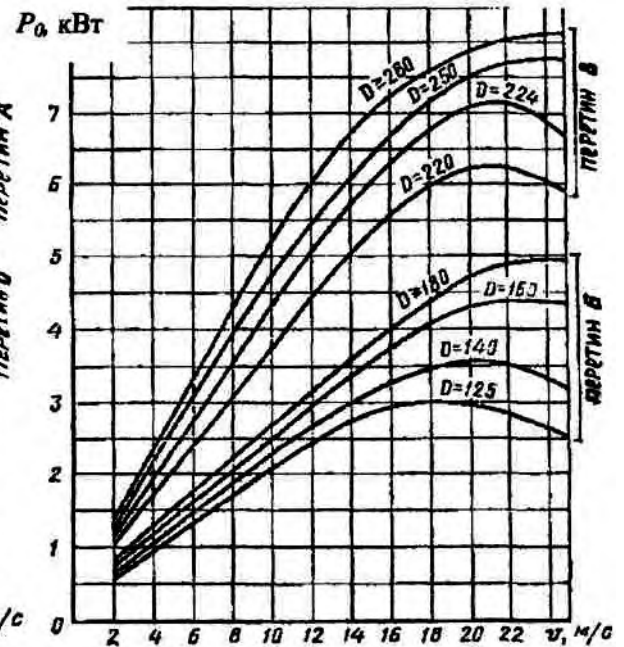


Рис.2.9

Значення потужностей на графіках (рис. 2.8...2.10) дані застосовано до пасів з кордом на основі штучних волокон; рис. 2.8 – для перетинів пасів О і А; рис. 2.9 – для перетинів Б і В; рис. 2.10 – для перетинів Г, Д і Е. У разі застосування синтетичних волокон значення потужностей можна збільшити приблизно на 10%. Розрахунок виконують по діаметру меншого шківів – d .

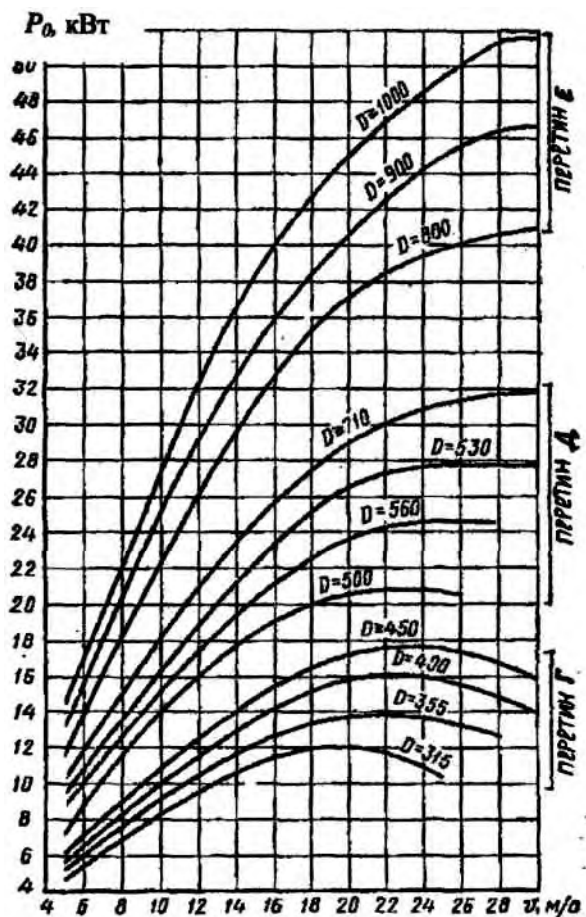


Рис. 2.10

У формулі (2.11) передбачається рівномірний розподіл

навантаження між всіма пасами передачі. Проте, насправді через різні відхилення в розмірах пасів, канавок шківів ця умова не дотримується. Чим більше число пасів, тим важче отримати їх рівномірне завантаження. Тому рекомендується обмежувати число пасів за умовою $z \leq 8$.

Виконуючи розрахунок, необхідно прагнути, щоб дані параметри лежали в наступних межах:

$$\alpha \geq 120^\circ (90^\circ); \quad i \leq 7(10);$$

$$v = v / l \leq 10(20) \text{ с}^{-1} \text{ – число пробігів паса.}$$

де v – швидкість; l – довжина паса.

$$2(d_1 + d_2) \geq a; \quad a = 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

де h – висота поперечного перетину паса.

Міжосьова відстань a , що рекомендується, слід вибирати по табл. 2.3 в залежності від i та d_2 .

Таблиця 2.3. Значення міжосьової відстань, що рекомендується

i	1	2	3	4	5	6
a	$1,5d_2$	$1,2d_2$	d_2	$0,95d_2$	$0,9d_2$	$0,85d_2$

Попереднє натягнення паса – за рекомендацією табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Загальне натягнення паса $2F_0$, що рекомендується

Перетин паса	О	А	Б	В	Г	Д	Е
$2F_0, Н$	110...17	200...30	350...50	600...85	1300...180	1900...27	3200...450

2.1.10. Приклад розрахунку пасової передачі

Задача. Розрахувати відкриту пасову передачу у приводі плющильних вальців агрегату для приготування зерна за такими даними: потужність, яку передає передача $P = 17,9$ кВт; кутова швидкість ведучого шківів $\omega = 26$ рад/с; передаточне число передачі $i = 2$.

Розв'язання:

1. Проектний розрахунок передачі

По графіках (рис. 2.9) вибираємо пас перетину Б. Рекомендоване мінімальне значення ведучого шківів $d_1 = 125$ мм.

Діаметр веденого шківів дорівнює

$$d_2 = i \cdot d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon) = 125 \cdot 2 \cdot (1 - 0,015) = 246 \text{ мм.}$$

Приймаємо розрахункове значення веденого шківa згідно стандартного значення $d_2 = 250 \text{ мм.}$

Фактичне передаточне число визначимо за формулою (2.3)

$$i_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{250}{125 \cdot (1 - 0,015)} = 2,$$

а відхилення фактичного передаточного відношення від розрахункового становитиме:

$$\lambda_i = \frac{|i_\phi - i|}{i} \cdot 100\% = \frac{|2 - 2|}{2} \cdot 100\% = 0 \text{ \%}.$$

Мінімальна орієнтовна міжосьова відстань дорівнює:

$$a = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (125 + 250) + 10,5 = 217 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина паса дорівнює (див. формулу (2.5)):

$$\begin{aligned} l &= 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 217 + \frac{3,14}{2} \cdot (125 + 250) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 217} = 1041 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a &= 0,125 \cdot \left\{ 2L_c - \pi \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + \sqrt{[2L_c - \pi \cdot (d_{p2} + d_{p1})]^2 - 8 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2} \right\} = \\ &= 0,125 \left\{ 2 \cdot 1041 - 3,14(125 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 1041 - 3,14(125 + 250)]^2 - 8 \cdot (250 - 125)^2} \right\} = \\ &= 217 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Монтажна міжосьова відстань рівна:

$$\text{мінімальна} - a_{M.MIN} = a - 0,01 \cdot L_C = 217 - 0,01 \cdot 1041 = 207 \text{ мм;}$$

$$\text{максимальна} - a_{M.MAX} = a + 0,025 \cdot L_C = 217 + 0,025 \cdot 1041 = 243 \text{ мм.}$$

Знайдемо кут охопата пасом ведучого шківa:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{250 - 125}{217} = 147^\circ.$$

Швидкість паса і частота пробігів дорівнюють (див. формулу (2.1))

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 248}{60 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ м/с}; \quad U = \frac{v}{L_c} = \frac{1,6}{1,041} = 1,5 \text{ с}^{-1},$$

їх значення менше допустимих величин, які дорівнюють $[v] = 25 \text{ /с}$; $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$;

Потужність, яка передається одним пасом рівна (рис. 2.9), (табл. 2.1, табл. 2.2):

$$P_{\Pi} = P_0 \cdot K_{\alpha} \cdot K_H \cdot z = 3 \cdot 3 \cdot 0,9 \cdot 0,93 = 7,53 \text{ кВт},$$

а кількість пасів, що входять в передачу визначиться як:

$$z = P_H / [P_{\Pi}] = 17,9 / 7,53 = 2,3.$$

Остаточно приймається число пасів передачі $z = 2$, що відповідає рекомендаціям ($z \leq 5$).

Для визначення сили попереднього натягнення F_0 різних типів і типорозмірів пасів використовуємо формулу (Н):

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_H \cdot C_7}{z \cdot v \cdot C_1 \cdot C_2} = \frac{850 \cdot 17,9 \cdot 0,95}{2 \cdot 1,6 \cdot 1,0 \cdot 0,89} = 5075 \text{ Н};$$

Сили натягнення ведучої F_1 і веденої F_2 ланок для різних типів пасів знаходяться у виразах (Н):

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t / z = 5075 + 0,5 \cdot 11188 / 2 = 5335 \text{ Н},$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t / z = 5075 - 0,5 \cdot 11188 / 2 = -260 \text{ Н};$$

На заключному етапі проектного розрахунку визначають силу тиску пасів передачі на вал $F_{оп}$ (Н):

$$F_{оп} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 5075 \cdot 2 \cdot \sin \frac{147}{2} = 19464 \text{ Н}.$$

2. Перевірочний розрахунок передачі

Умова міцності для передач з клиновим пасом має вигляд (див. формулу (2.9)):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{зг} = 5,9 + 3,7 = 9,6 \leq [\sigma_p] = 10 \text{ МПа.}$$

Напруження розтягу ζ_1 розраховується за формулою (2.7)

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A_p} + \frac{F_t}{2A_p} = \frac{5075}{217} + \frac{11188}{2 \cdot 217} = 5,9 \text{ МПа.}$$

Напруження згину $\zeta_{зг}$ розраховується за формулою (2.8)

$$\sigma_{зг} = E \cdot \frac{h}{d_1} = 80 \cdot \frac{10,5}{125} = 3,7 \text{ МПа.}$$

Тут $E = 80 \dots 100$ Н/мм модуль поздовжньої пружності при згині для прогумованих пасів; h – висота перетину клинового і поліклинового пасів.

2.1.11. Тестові завдання

1. До якого виду відносять пасові передачі:

- зачеплення з безпосереднім торканням робочих тіл;
- зачеплення з проміжним гнучким зв'язком;
- тертя з безпосереднім торканням робочих тіл;
- тертя з проміжним гнучким зв'язком.

2. У якій передачі часто застосовують декілька паралельно працюючих пасів?

- плоскопасовій;
- клинопасовій;
- круглопасовій;
- поліклинопасовій.

3. Характеризуючи пасову передачу, відзначають її якості: а) широкий діапазон міжосьових відстаней; б) плавність, ненаголошеність роботи; в) підвищені габарити; г) простоту конструкції, малу вартість; д) непостійність передаточного відношення; е) підвищені силові дії на вали та опори; ж) застосування при високих частотах обертання з'єднаних валів; з) необхідність в створенні та підтримці попереднього натягнення паса; к) електроізолюючу здатність. Скільки з них слід віднести до недоліків?

- п'ять;
- чотири;
- три;
- два.

4. Яку з плоскопасових передач застосовують для з'єднання паралельних валів однакового напрямку обертання?

- відкрита;
- перехресна;
- напівперехресна;
- кутова.

5. При малій міжосьовій відстані та великому передаточному числі яку передачу корисно застосувати?

- клинопасову;
- плоскопасову;
- плоскопасову з натяжним роликком;
- плоскопасову перехресну.

6. На якій гілці та як ставиться натяжний ролик в пасовій передачі з натяжним роликом?

- на ведучій, відтягуючи гілку;
- на ведучій, притискуючи гілку;
- на веденій, відтягуючи гілку;
- На веденій, притискуючи гілку.

7. Яка пасова передача допускає найбільше передаточне відношення?

- плоскопасова;
- клинопасова;
- круглопасова;
- від типу паса передаточне відношення не залежить.

8. Які паси випускаються промисловістю тільки замкнутими (нескінченної довжини)?

- плоскі;
- круглі;
- клинові;
- жоден з перерахованих.

9. Де слід розміщувати ролик в пасовій передачі з натяжним роликом?

- в середині між шківками;
- ближче до меншого шківки;
- ближче до більшого шківки;

- байдуже де.

10. За інших рівних умов який плоский пас має найбільшу міцність?

- прогумований;
- шкіряний;
- бавовняний;
- шерстяний.

11. При однаковій товщині який із стандартних плоских пасів дозволяє здійснити передачу з мінімальними діаметрами шківів?

- прогумований;
- шкіряний;
- бавовняний;
- шерстяний.

12. Чому рівний кут уклинення клинових пасів?

- 40° ;
- 35° ;
- 30° ;
- 20° .

13. Який з приведених клинових пасів має найбільший перетин?

- 0;
- В;
- Б;

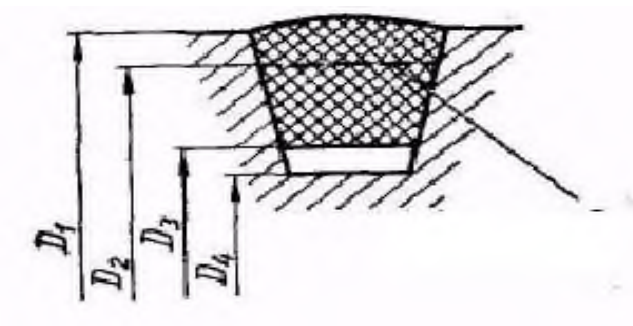
- А.

14. У якому перетині вірно показано положення клинового паса в струмку шківів?



15. Що береться за діаметр шківів клинопасової передачі?

- D_1 ;
- D_2 ;
- D_3 ;
- D_4 .



16. Яка характеристика плоского паса не регламентується стандартом?

- довжина;
- ширина;
- товщина;
- відношення товщини до діаметру меншого шківів.

17. Яка з приведених характеристик клинового паса не регламентується стандартом?

- довжина;
- розміри перетину;
- кут уклінення;
- відношення товщини до діаметру меншого шківа.

18. Вкажіть вірну рекомендацію для призначення оптимальної міжосьової відстані в плоскопасових передачах:

- $a = 0,55(D_1 + D_2)$;
- $a = D_1 + D_2$;
- $a = 2(D_1 + D_2)$;
- $a = 4(D_1 + D_2)$.

19. Якщо позначити: v_1 – колова швидкість провідного шківа; v_p – швидкість руху паса; v_2 – колова швидкість веденого шківа. Яке співвідношення між цими швидкостями?

- $v_1 = v_n = v_2$;
- $v_1 > v_n = v_2$;
- $v_1 = v_n > v_2$;
- $v_1 > v_n > v_2$.

20. Яким мінімальним значенням обмежують кут обхвату пасом меншого шківа в плоскопасових передачах?

- 90° ;

- 120° ;
- 150° ;
- 170° .

21. Вкажіть, по якій формулі визначається зазвичай кут обхвату пасом меншого шківa передачі:

- $\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$;
- $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$;
- $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ$;
- $\alpha_1 = 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ$.

22. Вкажіть формули, по яких з достатньою для практичних розрахунків точністю можна визначити натягнення ведучої ($S_{ВЩ}$) і веденої ($S_{ВД}$) гілок в пасовій передачі (F_t – корисне колове зусилля; S_o – попереднє натягнення):

- $S_{ВЩ} = S_o + F_t$; $S_{ВД} = S_o - F_t$;
- $S_{ВЩ} = S_o - F_t$; $S_{ВД} = S_o + F_t$;
- $S_{ВЩ} = S_o + \frac{F_t}{2}$; $S_{ВД} = S_o - \frac{F_t}{2}$;
- $S_{ВЩ} = S_o - \frac{F_t}{2}$; $S_{ВД} = S_o + \frac{F_t}{2}$.

23. Яка мета переслідується введенням обмеження на максимально можливе відношення товщини паса до діаметру меншого шківa?

- стабілізувати величину пружного ковзання;
- обмежити напругу згину;
- забезпечити достатню величину зчеплення паса з шківом;
- створити певне попереднє натягнення.

24. Вкажіть, яка формула для визначення ширини паса в плоскопасових передачах записана вірно:

- $b \geq \frac{F_t}{\sigma_{II} \delta} c_1 c_2$;
- $b \geq \frac{F_t \delta}{\sigma_{II}} c_1 c_2$;
- $b \geq \frac{\sigma_{II} \delta}{F_t} c_1 c_2$;
- $b \geq \frac{F_t \sigma_{II}}{\delta} c_1 c_2$.

25. Потрібний перетин паса в плоскопасовій передачі визначається по формулі: $b \delta \geq \frac{F_t}{\sigma_{II}} c_1 c_2$. Що забезпечують значення, які рекомендуються в довідковій літературі σ_{II} ?

- максимальне використання міцних можливостей паса;
- роботу передачі в оптимальних енергетичних умовах (високий ККД);
- максимальну довговічність паса;
- максимальну зносостійкість паса.

26. Число пасів в клинопасовій передачі визначається по формулі $z \geq \frac{N}{N_o k_1 k_2}$. Якщо N – уся потужність, що передається; k_1, k_2 – поправочні коефіцієнти, що враховують кут обхвату пасом меншого шківа та режим роботи передачі, то N_o потужність, яка передається чим?

- одиницею перетину паса;
- одним пасом;
- одним пасом при швидкості 10 м/с;
- одним пасом при конкретній швидкості паса в передачі.

27. Яка основна мета переслідується обмеженням числа пробігів паса по контуру в одиницю часу $\left(\begin{matrix} U = v \leq [U] \\ \bar{L} \end{matrix} \right)$?

- забезпечення достатньої довговічності паса;
- обмеження у виборі мінімальної міжосьової відстані;
- обмеження максимальної швидкості паса;
- обмеження величини відцентрових натягнень.

28. По якій з приведених формул можна визначити (приблизно) силу, що діє на вали шківів у відкритій плоскопасовій передачі?

- $R = \sigma_o b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$;
- $R = \frac{1}{2} \sigma_o b \delta \sin \alpha_1$;
- $R = 2 \sigma_o b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$;
- $R = 2 \sigma_o b \delta \sin \frac{\alpha_1}{2}$.

29. По якій формулі визначають силу, що діє на вали шківів в клинопасовій передачі?

- $R = 2S_o z \sin \frac{\alpha_1}{2};$
- $R = S_o z \sin \frac{\alpha_1}{2};$
- $R = \frac{S_o z}{2} \sin \frac{\alpha_1}{2};$
- $R = \frac{S_o}{z} \sin \frac{\alpha_1}{2}.$

30. Розрахунок плоскопасової передачі, як правило, починається з визначення орієнтовного значення діаметру меншого шківів по емпіричній формулі (формула М. А. Саверіна). Вкажіть, яка формула записана вірно:

- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \frac{N(кВт)}{n(1/хв)};$
- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \sqrt{\frac{N(кВт)}{n(1/хв)}};$
- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \sqrt[3]{\frac{N(кВт)}{n(1/хв)}};$
- $D_1(мм) \approx (1100 - 1300) \sqrt[4]{\frac{N(кВт)}{n(1/хв)}}.$

31. Проектування плоскопасової передачі включає наступні розрахунки: 1) визначення сил, що діють на вали шківів; 2) визначення потрібної ширини паса при призначеній товщині; 3) орієнтовне визначення діаметру меншого шківів (по емпіричній формулі М. А. Саверіна); 4) призначення товщини паса; 5) визначення діаметру

більшого шківа; 6) призначення міжосьової відстані та розрахунки довжини паса; 7) перевірка кута обхвату пасом меншого шківа; 8) перевірка на число пробігів паса по контуру в одиницю часу. У якій послідовності потрібно вести розрахунок?

- 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8;
- 3, 4, 5, 6, 7, 8, 2, 1;
- 4, 5, 6, 7, 8, 1, 2, 3;
- 6, 3, 5, 4, 2, 1, 7, 8.

32. Проектування клинопасової передачі включає наступні розрахунки: 1) вибір профілю паса; 2) призначення діаметру меншого і розрахунок діаметру більшого шківа; 3) призначення міжосьової відстані, розрахунок довжини паса; 4) розрахунок потрібного числа пасів; 5) перевірка кута обхвату пасом меншого шківа; 6) перевірка на число пробігів паса по контуру в одиницю часу; 7) визначення сил, що діють на вали шківів. У якій послідовності потрібно вести розрахунок?

- 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7;
- 2, 3, 1, 4, 5, 6, 7;
- 7, 4, 1, 3, 2, 5, 6;
- 3, 2, 1, 5, 6, 4, 7.

33. Порівнюються пасові передачі з однаковим перетином паса. За інших рівних умов в якій передачі найменше значення сили, що діє на вали шківів?

- плоскопасова;
- клинопасова;

- ПОЛИКЛИНОПАСОВА;
- із зубчастим пасом.

2.2. Ланцюгові передачі

2.2.1. Загальні відомості та класифікація

Ланцюгові передачі служать для передачі обертального моменту між валами, розташованими на значній відстані, при необхідності збереження точного значення передаточного числа. Передачі використовують, як правило, для потужностей до 100 кВт, при колових швидкостях до $v < 15$ м/с і передаточних числах $i < 7$. Вони застосовуються в металоріжучих верстатах, сільськогосподарських машинах, велосипедах, транспортерах, вугільних комбайнах та інших машинах.

В найпростішому випадку ланцюгова передача складається (рис. 2.11) з ланцюга 3 і двох зірочок – ведучою 1 і відомої 2. Обертання відомого валу здійснюється за рахунок зусилля ланцюга, створеного зубами ведучої зірочки, що тягне.

Класифікація. Ланцюгові передачі розрізняють:

по типу ланцюгів – передачі з роликівими, втулковими і зубчатими ланцюгами;

по швидкості відомого валу – знижуючи та підвищуючи;

по кількості ланцюгів, що передають навантаження – однорядні та багаторядні;

по кількості відомих зірочок – нормальні (одна відома зірочка) і спеціальні (багатозірчкові – відомих зірочок децю).

Передачі можуть виконуватися відкритими, з легкими захисними кожухами і в закритих корпусах; можуть бути горизонтальними,

похилими і вертикальними, з системою періодичної і безперервної подачі змащувального матеріалу (у вигляді бризок, створюваних механічним пристроєм, або з циркуляцією від змащувального насоса до поверхонь тертя).

Основні переваги передачі:

- відсутність ковзання тягового органу – ланцюга;
- застосовність при значній відстані між валами $l < 5$ м;
- достатньо високий ККД;
- менше, ніж у пасових передачах, навантаження на вали та

можливість передачі обертання декільком валам.

Недоліки:

- нерівномірність руху відомого валу, шум ланцюга в процесі експлуатації;
- підвищені вимоги до точності монтажу;
- необхідність постійного контролю;
- непридатність передачі при періодичному реверсуванні без пауз;
- порівняно висока вартість.

Конструкція та матеріали. Найширше розповсюдження отримали приводні роликові ланцюги (ПР), приводні втулкові ланцюги (ПВ), а також зубчаті ланцюги.

Приводний роликовий ланцюг (ПР) складається з послідовно чергуючих внутрішніх 1 і зовнішніх 2 ланок (рис. 2.12), шарнірно сполучених між собою. Кожний шарнір складається з вала 3, упресованого в зовнішні пластини, і втулки 4, закріпленої в отворах

внутрішніх пластин. Ролик 5, надітий на втулку, призначений для зменшення зносу зубів зірочки.

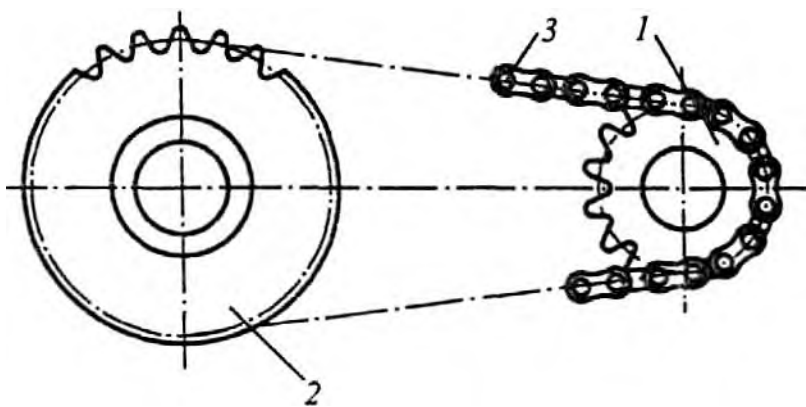


Рис. 2.11

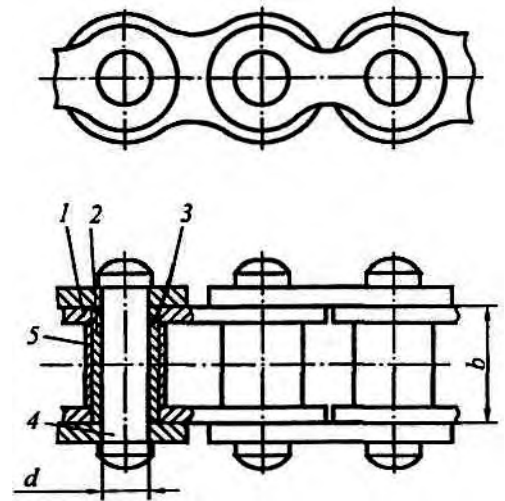


Рис. 2.12

Приводні втулкові ланцюги (ПВ) відрізняються відсутністю роликів, що приводить до підвищення інтенсивності зносу зубів зірочок. Основним параметром ланцюга є крок p – відстань між осями двох суміжних роликів. Залежно від відношення кроку ланцюга p до діаметра ролика d розрізняють ланцюги легкої і нормальної серії при $p/d < 2$ і довгозвенні при $p/d > 2$ (ГОСТ 13568-75).

Роликові ланцюги виготовляють одно- дво- і трирядними нормальної та легкої серії, а також довгозвенні (ПРД). Втулкові ланцюги виготовляють одно- і дворядними. Ланцюги багаторядні застосовують для передачі великих зусиль.

Матеріали деталей ланцюга повинні володіти високою зносостійкістю та міцністю. Для пластин використовують сталь 45; 50; 40Х; 40ХН; 30 ХНЗА; з гартуванням до твердості 34...41 НРС; для валів і втулок – сталь 15; 20; 15Х; 20Х та ін. при твердості 55...63 НРС; для роликів – ті ж сталі при твердості 48...56 НРС.

Зірочки. Працездатність ланцюгової передачі в значній мірі залежить від якості виготовлення елементів зірочки, твердості та якості поверхні зубів. Для роликкових і втулкових ланцюгів зуби зірочок профілюють за ГОСТ 591-69, для зубчатих – за ГОСТ 13576-81.

Конструкції зірочок відрізняються великою різноманітністю (рис. 2.13): дискові (а) і з маточиною; цільні (б) і складові (в). Ведучі зірочки виготовляють із

сталі 15; 20 (при ударних навантаженнях) і 15Х; 20Х (при великих колових силах). Для роботи без поштовхів застосовують сталь 45;45 Х; 50; 45Л; 50Л; при необхідності

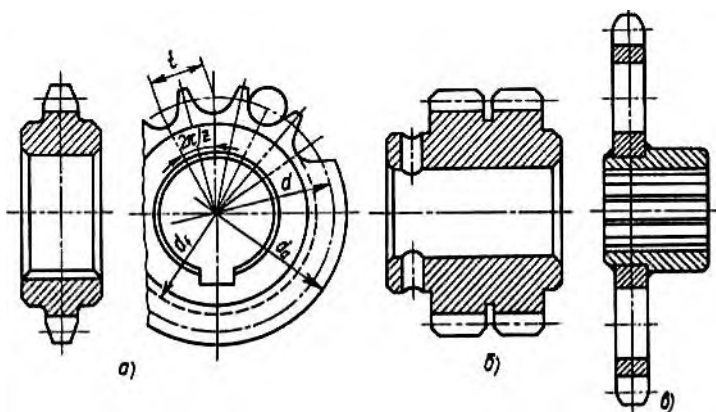


Рис. 2.13

забезпечувати зносостійкість і міцність – 40Х; 45ХН; 45Г2. Для відомих зірочок при коловій швидкості $v < 3$ м/с використовують чавун марки СЧ18,МС28 та ін.

Кожух і картер. За умов правил і заходів безпеки передачі захищають ґратчастими і суцільними кожухами. Кожух оберігає від попадання в передачу пилу і бруду; між внутрішніми стінками кожуха і ланцюгом передбачається зазор не менше 30 мм в площині зірочок і по осі валів.

Пристосування для регулювання натягнення ланцюга. Для забезпечення нормальної роботи ланцюгової передачі необхідне усунення провисання гілок ланцюга. В процесі експлуатації ланцюг витягується, що також приводить до подовження ланцюга і появи провисання. Найпростіше регулювання натягнення досягається

видаленням з ланцюга одного або двох ланок. Так поступають при невеликих навантаженнях, швидкості ланцюга $v < 5\text{ м/с}$, при її горизонтальному розташуванні і міжосьовій відстані $a < 30r$. Разом з пересувними опорами застосовують натяжні і відтяжні зірочки в місцях найбільшого її провисання.

Порушення режиму роботи і види пошкоджень. Основні причини відмов ланцюгових передач – знос і руйнування шарнірів, втомне руйнування пластин і знос зубів зірочки. Через знос шарнірів в процесі експлуатації передачі відбувається збільшення кроку і подовження ланцюга, унаслідок чого вона невірно лягає на зуби зірочки; з'являється вібрація, резонансні явища, небезпека порушення зачеплення, деформація валів і пластин, захльостування і зіскакування ланцюга із зірочки. Перетяжка ланцюга викликає посилений знос шарнірів і зубів. Граничне подовження ланцюга не повинне перевищувати 3%, а при швидкості $v > 6\text{ м/с}$ повинне бути ще менше.

2.2.2. Методика розрахунку ланцюгових передач

Для забезпечення передачі заданого навантаження, ланцюг розраховують на *тягову здатність, зносостійкість і втомну міцність*. Оскільки на роботу передачі істотно впливає розтягування ланцюга, то як основний критерій розрахунку приймають відносне збільшення кроку зносу, що допускається. Обмеження зносу здійснюється розрахунком тиску в шарнірі. Виходячи з цих положень, визначають величину мінімального руйнуючого навантаження і крок ланцюга.

Розрахункове навантаження. На роботу передачі діє велике число взаємозв'язаних чинників, облік яких, вельми складний. Зважаючи на ці обставини, розрахункове навантаження визначається за допомогою коефіцієнтів, що характеризують умови експлуатації передачі, що розраховується:

$$F = F_t \cdot K = F_t \cdot K_e \cdot K_v \cdot K_a \cdot K_\psi \cdot K_{p_2} \cdot K_c \cdot K_p \cdot K_z, \quad (2.12)$$

де коефіцієнти: K_e – еквівалентного навантаження; K_v – динамічності навантаження (при спокійному навантаженні – $K_v = 1$, з поштовхами – 1,2...1,5, з сильними ударами – 1,8); K_a – вплив довжини ланцюга (при $a = (60...80)p$ – $K_a = 0,9$, при $a = (30...50)p$ – $K_a = 1$; при $a < 25p$ – $K_a = 1,25$); K_ψ – нахилу лінії центрів до горизонталі (при $\psi < 70^\circ$ – $K_\psi = 1$, $\psi > 70^\circ$ – $K_\psi = 1,25$); K_{p_2} – регулювання натягнення (опори, що пересуваються, – $K_{p_2} = 1$, нажимні або відтяжні зірочки (ролики) – $K_{p_2} = 1,15$, нерегульоване натягнення – $K_{p_2} = 1,25$); K_c – умов змазування (для розбризкуючої або струменевої змащувальної системи $K_c = 0,8$, краплинної системи періодичної подачі $K_c = 1,5$); K_p – режиму роботи (при однозмінній – $K_p = 1$, двозмінній – $K_p = 1,25$, тризмінній – $K_p = 1,45$); K_z – числа рядів ланцюга ($K_z = 1$ при $z_{ц} = 1$, $K_z = 1,11$ при $z_{ц} = 2$, $K_z = 1,2$ при $z_{ц} = 3$, $K_z = 1,33$ при $z_{ц} = 4$).

Розрахунок на зносостійкість. Умова забезпечення зносостійкості ланцюга

$$P_s = \left(A_{ш} \frac{F}{z_{ц}} \right) \leq [p], \quad (2.13)$$

де – p , $[p]$ фактичне і допустиме значення тиску в шарнірі ланцюга, МПа; F – розрахункова колова окружна сила, Н; $A_{ш}$ – діаметральна

проекція опорної поверхні шарніра, мм². Величину $A_{ш}$ визначають залежно від значення кроку p .

Оскільки для роликового ланцюга $A_{ш} \approx 0,25p^2$, то крок

$$p = 2\sqrt{F / (z_u [p])}. \quad (2.14)$$

Якщо задані потужність P і частота обертання n_1 , об/хв, що передаються ведучої зірочки, то $F = 6 \cdot 10^7 P_1 \cdot K / (z_1 p n_1)$, і після підстановки значення сили F у формулу (2.14) отримаємо

$$p = 620\sqrt{PK / (z_u z_1 n_1 [p_s])}. \quad (2.15)$$

Число зубів ведучої зірочки приймають з умов забезпечення мінімальних габаритних розмірів і плавного ходу передачі: при швидкості $v < 2$ м/с можна приймати $z_1 = 13; 15$; при $v > 2$ м/с

$$z_{1\min} = (29 - 2i) \geq 19. \quad (2.16)$$

Для більш рівномірного зносу ланцюга число зубів на малій зірочці слід приймати непарним, на великій – парним. Максимальне число зубів z_2 обмежується величиною допустимого подовження ланцюга. Для роликових ланцюгів $z_{2\max} \leq 120$; для зубчатих – $z_{2\max} \leq 140$. Значення тиску $[p]$, що допускаються, приводяться в довідкових таблицях залежно від кроку p і частоти обертання n_1 малої зірочки в [8, 11, 15].

2.2.3. Приклад розрахунку ланцюгової передачі

Задача. Розрахувати ланцюгову передачу з роликовим ланцюгом у приводі шнека кормороздавача за такими даними: потужність на валу ведучої зірочки $P = 18,8$ кВт; кутова швидкість ведучої зірочки $\omega = 28$ рад/с; передаточне число передачі $i = 2$.

Розв'язання:

1. Проектний розрахунок передачі

Визначимо число зубів ведучої зірочки:

$$Z_1 = 29 - 2i = 29 - 2 \cdot 2 = 25.$$

Величина коефіцієнта експлуатації дорівнює (див. формулу (2.12)):

$$K = K_e \cdot K_v \cdot K_a \cdot K_\psi \cdot K_{\rho z} \cdot K_c \cdot K_p \cdot K_z = 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,15 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 3,23$$

По табл. 3.5 [11] вибираємо допустимий питомий тиск в шарнірах $[p] = 24$ МПа ($\omega = 28$ рад/с, $t = 31,75 \dots 38,1$ мм).

Крок ланцюга знайдемо за формулою (див. формулу (2.15))

$$p = 620 \sqrt{PK / (z_u z_n [p])} = 620 \sqrt{18800 \cdot 3,23 / (1 \cdot 25 \cdot 268 \cdot 24)} = 37,5 \text{ мм}$$

Приймаємо крок ланцюга 38,1 мм.

Число зубів веденої зірочки $Z_2 = Z_1 \cdot i = 25 \cdot 2 = 50$.

Уточнене значення передаточного відношення $i = Z_2 / Z_1 = 50 / 25 = 2$. Оскільки величина уточненого передаточного відношення співпадає з розрахунковою, то додаткова перевірка не потрібна. Прийmemo величину міжосьової відстані в кроках рівної $a_p = 40$. Тоді число ланок ланцюга дорівнюватиме:

$$L_p = 2a_p + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{\left[\frac{Z_2 - Z_1}{2} \right]^2}{a_p} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 50}{2} + \frac{\left(\frac{50 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2}{40} = 118.$$

Приймаємо число ланок ланцюга рівним $L_p = 120$.

Фактична міжосьова відстань дорівнює $a = a_p \cdot p = 40 \cdot 38,1 = 1524$ мм, монтажна міжосьова відстань становитиме $a_M = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 1524 = 1516$ мм.

Довжина ланцюга визначиться як:

$$L = L_p \cdot p = 120 \cdot 38,1 = 4572 \text{ мм.}$$

На останній стадії проектного розрахунку визначимо ділильні діаметри ведучої D_1 і веденої D_2 зірочок:

$$D_1 = \frac{t_{\text{ц}}}{\sin \frac{\pi}{Z_1}} = \frac{38,1}{\sin \frac{\pi}{25}} = 304 \text{ мм}; \quad D_2 = \frac{t_{\text{ц}}}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{\pi}{50}} = 607 \text{ мм.}$$

2. Перевірочний розрахунок передачі

Частота ударів ланок ланцюга об зуби зірочки сильно впливає на працездатність ланцюгової передачі. Число ударів за секунду визначають за формулою:

$$U = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 306}{60 \cdot 120} = 4,25.$$

$$U \leq [U] = 15.$$

Фактична швидкість ланцюга v після визначення основних конструктивних параметрів ланцюгової передачі (кроку ланцюга, числа зубів зірочки) дорівнюватиме, м/с:

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t_{\text{ц}}}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 306 \cdot 38,1}{60 \cdot 10^3} = 4,9 \text{ м/с.}$$

Визначаємо колову силу F_t , що передається ланцюгом, Н:

$$F_t = P_1 \cdot 10^3 / v = 16 \cdot 10^3 / 4,9 = 3265 \text{ Н.}$$

Дійсний тиск в шарнірах розраховуємо по формулі:

$$p = \frac{F_t \cdot K_E}{d \cdot B_{BH}} = \frac{3265 \cdot 2,59}{11,1 \cdot 30} = 25,4 \text{ МПа,}$$

Коефіцієнт запасу міцності ланцюга рівний:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_1 + F_0 + F_v} = \frac{12700}{3265 \cdot 1,2 + 81 + 132} = 3 \langle [S] = 7,6.$$

Попереднє натягнення ланцюга дорівнює:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g = 1,5 \cdot 5,5 \cdot 1,5 \cdot 9,8 = 81 \text{ Н.}$$

Натягнення ланцюга від відцентрової сили, Н;

$$F_v = q \cdot v^2 = 5,5 \cdot 4,9^2 = 132 \text{ Н.}$$

Силу тиску ланцюга на вал F_{OP} , Н:

$$F_{OP} = K_3 \cdot F_t + 2F_0 = 1,15 \cdot 3265 + 2 \cdot 81 = 3917 \text{ Н.}$$

2.2.4. Тестові завдання

1. До якого виду механічних передач відносяться ланцюгові передачі?

- тертям з проміжним гнучким зв'язком;
- зачепленням з проміжним гнучким зв'язком;
- тертям з безпосереднім торканням робочих тіл;
- зачепленням з безпосереднім торканням робочих тіл.

2. Характеризуючи ланцюгові передачі, зазвичай відзначають: 1) широкий діапазон міжосьових відстаней; 2) паралельність з'єднувальних валів; 3) відсутність ковзання; 4) малі навантаження на валах зірочок; 5) нерівномірність обертання зірочок; 6) підвищені вимоги за доглядом, змазки; 7) високий ККД; 8) підвищена ремонтоспроможність; 9) можливість передачі руху від одного валу до декількох. Скільки з перерахованих якостей можна вважати позитивними?

- 8;
- 7;

- 6;
- 5.

3. Вкажіть ланцюги, призначені для роботи при великих швидкостях.

- фасонно-ланкові;
- вантажні;
- тягові;
- привідні.

4. При якому взаємному розташуванні валів можливе застосування ланцюгової передачі?

- осі валів паралельні;
- перетинаються під деяким кутом;
- перетинаються під прямим кутом;
- схрещуються під будь-яким кутом.

5. Які з привідних ланцюгів внесені до переліку помилково?

- фасонно-ланкові;
- роликові;
- втулкові;
- зубчасті.

6. Який привідний ланцюг дозволяє здійснити плавну і безшумно працюючу передачу?

- роликовий;

- втулковий;
- зубчастий.
- Всі рівноцінно.

7. Вкажіть, з яким кроком привідні ланцюги стандартизовані? З кроком, кратним:

- 1 мм;
- 5 мм;
- 10 мм;
- 25,4 мм (один дюйм).

8. Які втулкові ланцюги випускаються в даний час?

- однорядні;
- однорядні та дворядні;
- однорядні та багаторядні;
- тільки багаторядні.

9. Як називається ланцюг, представлений на рисунку?

- втулковий;
- роликовий;
- зубчастий;
- крюковий.



10. Як називається ланцюг, шарнір якого в розрізі зображений на рисунку?

- втулковий;
- роликівий;
- зубчастий;
- крюковий.



11. Стандарт для кожного роликівого ланцюга встановлює наступні розміри: 1) крок; 2) відстань між внутрішніми пластинами; 3) ширину внутрішньої ланки; 4) діаметр ролика; 5) діаметр валу; 6) руйнівне навантаження; 7) ширину внутрішньої пластини. Скільки з цих характеристик безпосередньо використовується в розрахунках на зносостійкість ланцюга?

- одна;
- дві;
- три;
- чотири.

12. Для якого ланцюга призначена зірочка, зображена на рисунку?

- втулковий;
- роликівий;

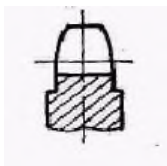
- зубчастий;
- крюковий.



13. На рисунку зображений поперечний перетин вінця зірочки.

Для чого призначена ця зірочка?

- для зубчастого ланцюга з бічними направляючими пластинами;
- для зубчастого ланцюга з середніми направляючими пластинами;
- для багаторядного втулкового або роликового ланцюга;
- для однорядного втулкового або роликового ланцюга.



14. По якому з виразів розраховується ділительний діаметр зірочки?

- $\frac{z}{\sin \frac{180^\circ}{t}}$;
- $\frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$;
- $\frac{\sin \frac{180^\circ}{z}}{t}$;
- $\frac{\sin \frac{180^\circ}{t}}{z}$.

15. Найбільше число зубів зірочки, що рекомендується, 120 – 140.

Яку мету переслідує це обмеження?

- забезпечити міцність ланцюга;
- забезпечити достатню рівномірність руху ланцюга;
- обмежити вибір передаточного числа;
- забезпечити зачепленість із зірочкою ланцюга при зносі до 2 – 3 %.

16. Вкажіть інтервал, в якому рекомендується призначити найменше число зубів зірочок:

- 6 – 10;
- 10 – 13;
- 13 – 25;
- 25 – 35.

17. До якого ступеня зношеності експлуатують зазвичай ланцюг?

- 0,5 – 1 %;
- 1 – 2 %;
- 2 – 3 %;
- 3 – 5 %.

18. По якій з приведених формул визначають середню швидкість руху ланцюга в передачі (м/с)?

- $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$;
- $v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}$;

- $v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000}$;
- $v = \frac{z_1 n_1 t d_1}{60 \cdot 1000}$.

19. Яка з формул для визначення передаточного числа в ланцюговій передачі записана невірно?

- $u = \frac{n_1}{n_2}$;
- $u = \frac{d_2}{d_1}$
- $u = \frac{z_2}{z_1}$;
- $u = \frac{T_2}{T_1 \eta}$.

20. Яка міжосьова відстань вважається оптимальною для ланцюгової передачі?

- $(10 - 20)t$;
- $(20 - 30)t$;
- $(30 - 50)t$;
- $(50 - 80)t$.

21. Яку довжину ланцюга доцільно призначати для ланцюгової передачі?

- будь-яку;
- рівну парному числу кроків;
- рівну непарному числу кроків;
- призначення довжини пов'язують з числом зубів зірочок.

22. Для створення доцільного провисання веденої гілки і можливості компенсації зносу міжосьову відстань в ланцюгових передачах роблять регульованою. Які доцільні межі регулювання?

- $(0,002 - 0,004)a$;
- $(1 - 2)t$;
- $(2 - 3)t$;
- $(3 - 4)t$.

23. Який з критеріїв працездатності ланцюгової передачі є найбільш ймовірним?

- знос ланцюга;
- втомне руйнування пластин;
- викришування або розколювання роликів;
- знос зубів зірочок.

24. Які матеріали застосовують зазвичай для деталей шарнірів ланцюга (вали, втулки, вкладиші)?

- цементовані сталі;
- середньовуглецеві сталі;
- низьковуглецеві сталі;
- сталь – бронза.

25. Які матеріали рекомендуються для зірочок?

- середньовуглецеві сталі без термообробки;
- середньовуглецеві та леговані сталі з гартуванням;
- чавуни;

- кольорові метали.

26. До чого приводить знос ланцюга?

- до руйнування валів;
- до руйнування втулок;
- до руйнування пластин;
- до порушення зачеплення ланцюга із зірочками.

27. По якому з виразів розраховують здатність навантаження ланцюга з умови зносостійкості шарніра?

- $m = \frac{K_e F_{ш.}}{[p]}$;
- $m = \frac{[p] F_{ш.}}{K_e}$;
- $m = \frac{[3]K}{F_{ш.}^\epsilon}$;
- $m = \frac{[p] F K_e}{m}$.

28. По якій формулі розраховується опорна поверхня шарніра втулкових і роликкових ланцюгів?

- $F_{ш.} = 0,75 d_B l_{BT}$;
- $F_{ш.} = 0,75 d_B B$;
- $F_{ш.} = d_B l_{BT}$;
- $F_{ш.} = d_B B$.

29. Назвіть реальне значення коефіцієнта експлуатації у формулах для розрахунку здатності навантаження ланцюга з умови зносостійкості шарніра:

- 0,5 – 0,8;
- 0,8 – 1,5;
- 1,5 – 3;
- 3 – 5.

30. Який слід прийняти коефіцієнт рядності для розрахунку здатності навантаження трирядного роликового ланцюга?

- $m = 3$;
- $m = 2,5$;
- $m = 1,7$;
- $m = 1$.

31. Спрощено працездатність ланцюга можна перевірити, визначаючи і порівнюючи із значенням, що допускається, запас міцності щодо руйнуючого зусилля. Яким виразом при цьому треба скористатися для розрахунку запасу міцності?

- $\frac{Q_p K_e}{F_t}$;
- $\frac{F_t}{Q_p K_e}$;
- $\frac{Q_p}{F_t K_e}$;
- $\frac{F_t K_e}{Q_p}$.

32. У якій з перерахованих передач з проміжним гнучким зв'язком навантаження на вали найменше?

- ланцюгова;
- клинопасова;
- плоскопасова;
- навантаження приблизно однакові.

33. Вкажіть реальні значення величини навантаження на вали в ланцюговій передачі:

- $F_C = F_t$;
- $F_C = 1,2F_t$;
- $F_C = 1,5F_t$;
- $F_C = 2F_t$.

2.3. Запитання для самоперевірки

1. Дайте загальну характеристику пасових передач та їхню класифікацію.
2. Назвіть основні типи привідних пасів, укажіть їхню будову та матеріал.
3. Назвіть основні геометричні параметри пасових передач.
4. Назвіть сили діючі в пасових передачах.
5. Які сили виникають в пасі при роботі передачі?
6. Чому у пасових передачах має місце пружне ковзання паса на шківках?
7. Який зв'язок існує між силою натягу віток паса та корисним навантаженням і попереднім натягом паса?
8. Від яких факторів залежать навантаження на вали пасової передачі?
9. Від яких факторів залежить довговічність привідних пасів?
10. Назвіть основні критерії працездатності пасової передачі.
11. Назвіть переваги та недоліки ланцюгових передач.
12. Які типи приводних ланцюгів мають практичне застосування?
13. Охарактеризуйте будову роликкових та зубчастих ланцюгів.
14. У яких випадках використовують багаторядні роликкові ланцюги?
15. Назвіть основні геометричні параметри ланцюгових передач.
16. Назвіть основні причини виходу з ладу ланцюгових передач.
17. Які види розрахунків передбачають для ланцюгових передач з метою забезпечення їх надійності та тривалої роботи?

3. Зубчасті циліндричні передачі

3.1. Загальні відомості та класифікація

Принцип дії зубчастої передачі заснований на зачепленні пари зубчастих коліс (рис.3.1).

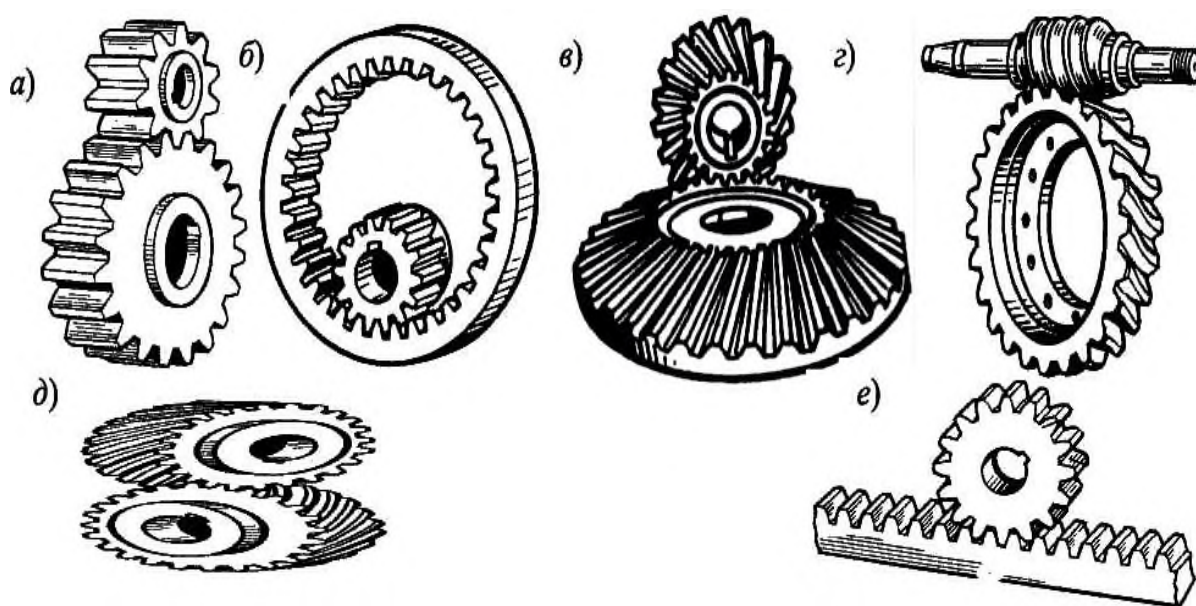


Рис. 3.1

За розташуванням осей валів розрізняють: передачі із паралельними осями, які виконують із циліндричними колесами зовнішнього або внутрішнього зачеплення (рис.3.1, а, б), передачі із валами, осі яких перетинаються, – конічні (рис. 3.1, в), передачі із валами, осі яких перехрещуються, – черв'ячні (рис. 3.1, з), циліндричні гвинтові (рис. 3.1, д). Крім того, застосовують передачі між зубчастим колесом і рейкою (рис. 3.1, е).

По розташуванню зубів на колесах розрізняють передачі: прямозубі та косозубі. За формою профілю зуба розрізняють: евольвентні та із круговими зубами. Найбільш поширений евольвентний профіль зуба, запропонований Ейлером в 1760 році. Він володіє поряд технологічних та експлуатаційних переваг. Круговий профіль запропонований М.Л. Новиковим в 1954 році. Цей профіль володіє підвищеною здатністю навантаження, проте дуже вимогливий до мастила.

Оцінка та застосування. Основні переваги зубчастих передач: висока здатність навантаження і, як наслідок, малі габарити; велика довговічність та надійність роботи (до 30000 годин); високий ККД – до 0,97...0,98 в одному ступені; постійність передаточного відношення (відсутність проковзування); можливість застосування в широкому діапазоні швидкостей (до 150 м/с), потужностей (до десятків тисяч кВт) і передаточних відношень (до декількох сотень і навіть тисяч).

До недоліків зубчастих передач можна віднести підвищені вимоги до точності виготовлення, шум при великих швидкостях, високу жорсткість, що не дозволяє компенсувати динамічні навантаження. Проте наведені недоліки не знижують істотної переваги зубчастих передач перед іншими. Внаслідок цього зубчасті передачі знайшли найширше розповсюдження у всіх галузях техніки.

Зі всіх перерахованих різновидів зубчастих передач найбільше розповсюдження мають передачі із циліндричними колесами, як найпростіші у виготовленні та експлуатації, надійні і малогабаритні. Конічні, гвинтові та черв'ячні передачі застосовують лише в тих випадках, коли це необхідно за умов компоновки машини.

3.2. Геометричні та кінематичні параметри

Менше із пари зубчастих коліс називають *шестернею*, а більше – *колесом*. Термін «зубчасте колесо» є загальним. Параметрам шестерні приписують індекс 1, а параметрам колеса – 2 (рис. 3.2) Крім того, розрізняють індекси, що відносяться: w – до початкової поверхні або кола; b – до основної поверхні або кола; a – до поверхні або кола вершин і головок зубів; f – до поверхні або кола западин і ніжок зубів. Параметрам, що відносяться до ділильної поверхні або кола, додаткового індексу не приписують.

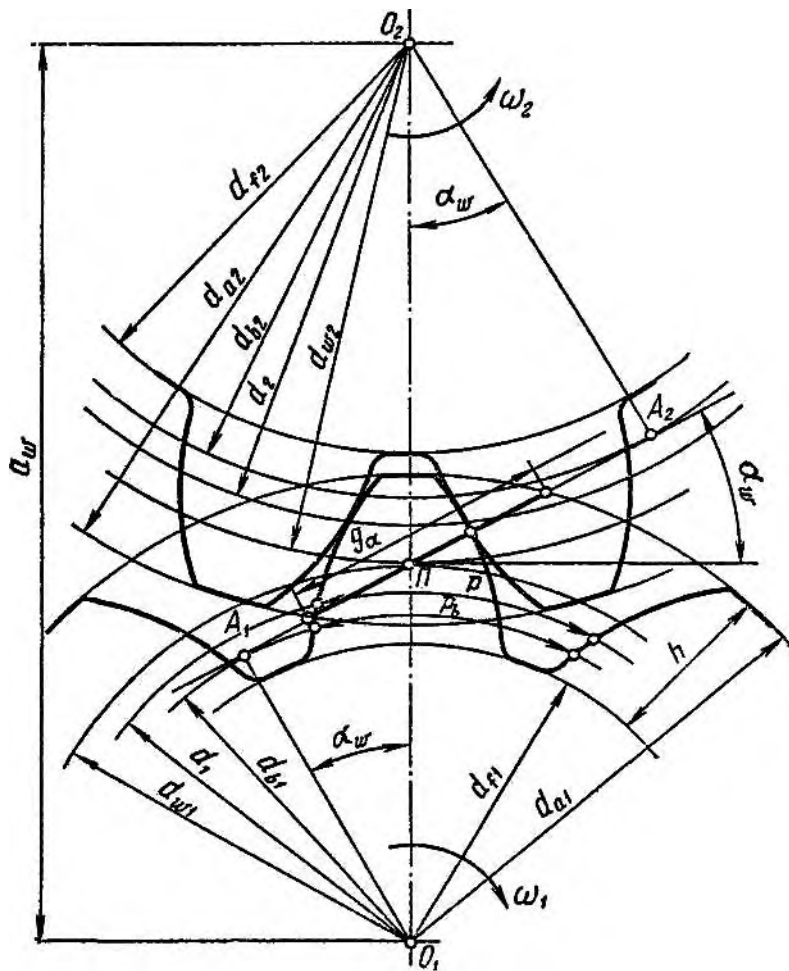


Рис. 3.2

Загальні поняття про параметри пари зубчастих коліс та їх взаємозв'язок простіше всього з'ясувати розглядаючи прямозубі колеса. При цьому особливості косозубих коліс розглядають окремо. Число зубів шестерні і колеса відповідно: z_1 і z_2 . Передаточне число $i = z_2/z_1$ – відношення

більшого числа зубів до меншого, тобто i завжди більше 1, цей параметр зручний при розрахунках зубчастих пар по контактним напруженням (не плутати з передаточним відношенням i).

Ділильний коловий крок зубів – p (рівний кроку початкової зубчастої рейки); $pb = p \cos \alpha$ – основний коловий крок зубів; a – кут профілю ділильний, рівний куту профілю початкового контуру, стандартне значення $a = 20^\circ$; a_w – кут зачеплення або кут профілю початковий, визначається виразом

$$\cos \alpha_w = (a \cdot \cos \alpha) / a_w.$$

Основна характеристика розмірів зубів – коловий модуль зубів, визначуваний як $m = p/\pi$. Значення модулів стандартизовані в діапазоні 0,05...100 мм (табл. 3.1).

Основними геометричними параметрами зубчастих коліс є (рис.3.2):

$d = pz / \pi = mz$ – ділительний діаметр (діаметр кола, по якому обкачується інструмент при нарізуванні);

$d_b = d \cos \alpha$ – основний діаметр (діаметр кола, розгорткою якої є евольвенти зубів);

Таблиця 3.1

Ряд	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

d_{w1} і d_{w2} – початкові діаметри (діаметри кіл, по яких пари зубчастих коліс обкачуються в процесі обертання):

$$d_{w1} = 2a_w / (i + 1); \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1}.$$

У передачах без зсуву і при сумарному зсуві $\chi_\Sigma = 0$ початкові і ділительні кола співпадають, тобто:

$$d_{w1} = d_1 = mz; \quad d_{w2} = d_2 = mz.$$

Для коліс без зсуву $h = 2,25m$, $d_a = d + 2m$, $d_f = d - 2,5m$; A_1A_2 – лінія зачеплення (загальна дотична до основних кіл); g_a – довжина активної лінії зачеплення (що відсікається колами вершин зубів); Π – полюс зачеплення (точки дотику початкових кіл і одночасно точки перетину лінії центрів коліс O_1O_2 із лінією зачеплення).

Коефіцієнт торцевого перекриття ε_a і зміна навантаження за профілем зуба. При обертанні коліс лінія контакту зубів переміщується

в полі зачеплення (рис. 3.3, а), з якого одна сторона рівна довжині активної лінії зачеплення g_a , а інша – робочій ширині зубчастого вінця b_w .

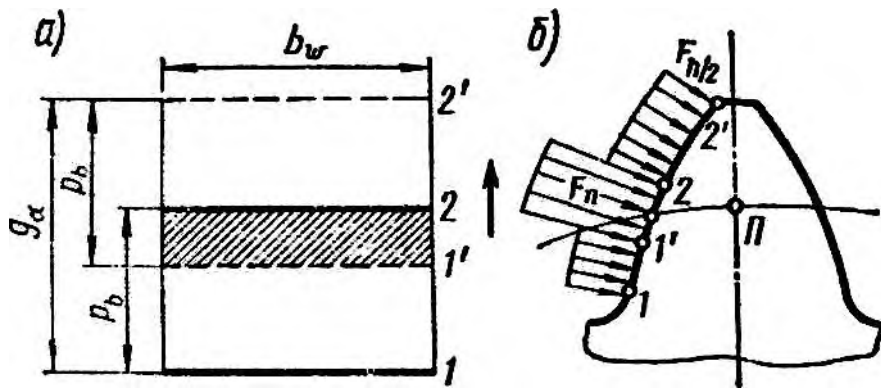


Рис. 3.3

Хай лінія контакту 1 першої пари зубів знаходиться на початку поля зачеплення, тоді при $p_b < g_a$ в полі зачеплення

знаходиться ще і лінія

контакту 2 другої пари зубів.

При обертанні коліс лінії контакту 1 і 2 переміщуються в напрямі, вказаному стрілкою. Коли друга пара прийде на межу поля 2', перша пара займе положення 1'. При подальшому русі на ділянці 1'-2 зачіпляється тільки одна пара зубів. Однопарне зачеплення продовжується до тих пір, поки лінія контакту 1' не займе положення 2. У цей момент в зачеплення вступить наступна пара зубів і знову почнеться двохпарне зачеплення.

Розглянемо профіль зуба (рис. 3.3, б). Тут зона однопарного зачеплення 1'...2 розташовується посередині зуба або в районі полюса зачеплення (див. також рис. 3.2). В зоні однопарного зачеплення зуб передає повне навантаження F_n , а в зонах двохпарного зачеплення тільки половину (приблизно) навантаження. Розмір зони однопарного зачеплення залежить від значення коефіцієнта торцевого перекриття

$$\varepsilon_a = g_a / p_b.$$

За умов безперервності зачеплення і плавності ходу передачі повинне бути $\varepsilon_a > 1$ (розрахунок показаний нижче).

3.3. Точність виготовлення коліс та її вплив на якість передачі

Основними помилками виготовлення зубчастих коліс є: помилка кроку і форми профілю зубів, помилка у напрямі зубів щодо утворюючої ділильного циліндра.

Помилка кроку і профілю порушує кінематичну точність і плавність роботи передачі. В передачі зберігається постійним тільки середнє значення передаточного відношення i . Миттєві значення i в процесі обертання змінюються.

Коливання передаточного відношення особливо небажані в кінематичних ланцюгах, що виконують стежачі, ділильні і вимірювальні функції. В силових швидкохідних передачах з помилками кроку і профілю пов'язані додаткові динамічні навантаження, удари і шум в зачепленні.

Помилки у напрямі зубів в поєднанні з перекосом валів викликають нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба.

Точність виготовлення зубчастих передач регламентується стандартом (СТ СЄВ 641-77), який передбачає 12 ступенів точності. Кожний ступінь точності характеризується трьома показниками: 1) *нормою кінематичної точності*, що регламентує найбільшу погрішність передаточного відношення або повну погрішність кута повороту зубчастого колеса в межах одного обороту (в зачепленні із еталонним колесом); 2) *нормою плавності роботи*, що *регламентує*

циклічні помилки передаточного відношення або кута повороту, що *багато разів* повторюються, в межах одного обороту; 3) нормою контакту зубів, *регламентуючої помилки* виготовлення зубів і збірки передачі, впливаючи на розміри плями контакту в зачепленні (розподіл навантаження по довжині зуба).

Ступінь точності вибирають залежно від призначення і умов роботи передачі, в першу чергу залежно від колової швидкості. Найбільше розповсюдження мають 6, 7, 8 і 9 ступені точності (табл. 3.2).

Щоб уникнути заклинювання зубів в зачепленні повинен бути боковий зазор. Розмір зазору регламентується видом сполучення зубчастих коліс. Згідно ГОСТ 1643-81 встановлюється шість видів сполучень, що позначаються А, В, С, D, Е, Н, при яких реалізуються по величині гарантовані зазори, і вісім допусків на боковий зазор: х, у, z, а, b, с, d, h. Позначення дані в порядку убудування величини гарантованого зазору і допуску на зазор. Тут х, у, z – додаткові допуски.

Таблиця 3.2

Ступінь точності	Колова швидкість, м/с		Область застосування
	прямозуба	косозуба	
6 (високоточні)	15	30	Високоточні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку, відлікові та ін.
7 (точні)	10	15	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях або при підвищених навантаженнях і помірних

			швидкостях.
8 (середньої точності)	6	10	Передачі загального машинобудування, що не вимагають особливої точності.
9 (зниженої точності)	2	4	Тихохідні передачі із зниженими вимогами до точності.

Оскільки величина бокового зазору залежить від зміни міжосьової відстані, ГОСТ 1643-81 встановлює шість класів відхилень міжосьової відстані, що позначаються в порядку убудування точності цифрами від I до VI. Наприклад, для сполучень Н і Е відповідає II клас точності міжосьової відстані.

Умовне позначення точності зубчастого колеса включає групу цифр – ступені точності і групу букв – види сполучень і допуски на них. Наприклад: 7-6-7-Vx ГОСТ 1643-81, означає: 7 – ступінь точності за нормами кінематичної точності; 6 – за нормами плавності; 7 – за нормами контакту; V – вид сполучення, x- вид допуску на сполученні.

Види руйнування зубів. При передачі крутного моменту в зачепленні окрім нормальної сили F_n виникає сила тертя $F_{tp} = F_n f$ (див. рис. 3.4, а), дія якої виявляється при ковзанні профілів. Під дією цих сил матеріал зуба знаходиться в складному напруженому стані. На робочих поверхнях виникають періодичні контактні напруження σ_H , в перетинах зуба – періодичні нормальні напруження згину σ_F . Для кожного зуба ці напруження не є постійно діючими. Вони змінюються в часі по деякому перевчистому віднульовому циклу (рис. 3.4, б).

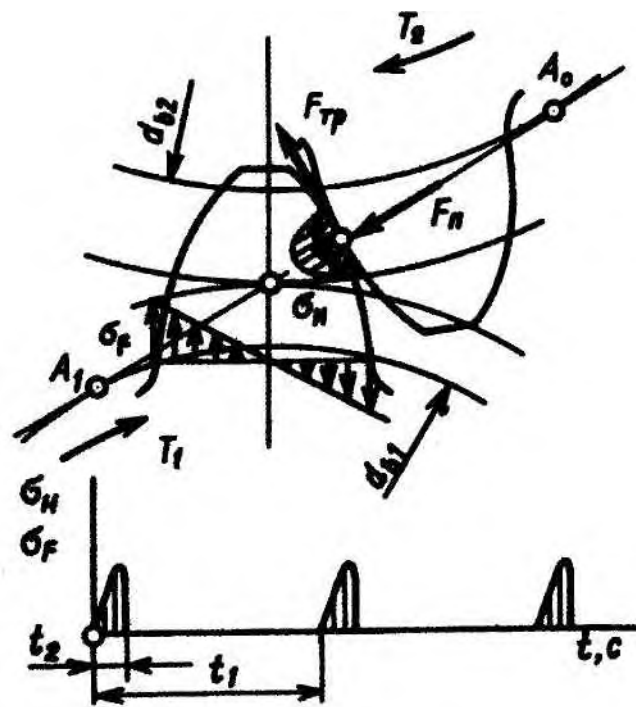


Рис. 3.4

Час дії σ_F за один оборот колеса t_1 дорівнює тривалості зачеплення одного зуба t_2 . Напруження σ_H діє ще менше часу. Цей час дорівнює тривалості перебування в зачепленні даної точки поверхні зуба з урахуванням зони розповсюдження контактних напружень.

Змінність напружень є причиною втомного руйнування зубів: поломки зубів від напруження згину та викришування поверхні від контактних напружень.

Розрізняють два види поломки зубів: *поломка від великих перевантажень* ударної або статичної дії; *втомна поломка*, що походить від дії змінних напружень протягом порівняно тривалого терміну служби. Для попередження втомних поломок особливе значення мають заходи по усуненню концентраторів напружень (рисок від обробки, раковин, тріщин та ін.). *Загальні заходи попередження поломки зубів* – збільшення модуля, позитивний зсув

при нарізуванні зубів, термообробка, наклеп, зменшення концентрації навантаження по краях (жорсткі вали, зуби із зрізуючими кутами).

Пошкодження поверхні зубів. Всі

види пошкодження поверхні зубів (рис. 3.5) пов'язані з контактними напруженнями і тертям.

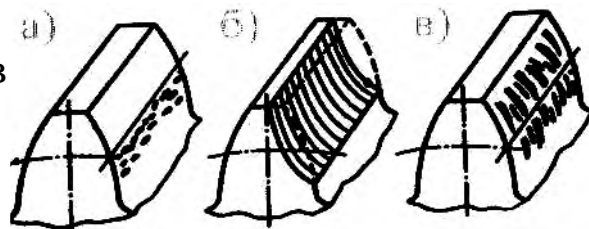


Рис. 3.5

Втомне викришування від контактних напружень (рис. 3.5, а) є основним видом руйнування поверхонь зубів закритих передач, із доброю змазкою.

Викришування (спочатку утворюються оспини, потім раковини) починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубів, там, де навантаження передається однією парою зубів, а ковзання і перекочування зубів направлено так, що масло запресовується в тріщини і сприяє викришуванню матеріалу.

Основні заходи попередження викришування: підвищення твердості матеріалу шляхом термообробки; підвищення ступеня точності, особливо по нормі контакту зубів.

Абразивний знос (рис. 3.5, б) є основною причиною виходу з ладу передач при поганій змазці. Це, як правило, відкриті передачі або погано захищені від пилу закриті передачі. Основні заходи попередження зносу – підвищення твердості поверхні зубів, захист від забруднення, застосування спеціальних мастил.

Заїдання (рис. 3.5, в) спостерігається переважно у високонавантажених і високошвидкісних передачах. В місцях стикання зубів цих передач розвивається висока температура, сприяюча розриву масляної плівки і утворенню металевго контакту. Тут відбувається як

би зварювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нарости, що утворилися, задирають робочі поверхні зубів у напрямі ковзання. Заходи попередження заїдання – ті ж, що і проти зносу. Бажано фланкування зубів (зріз верхніх кромek зуба) та інтенсивне охолодження мастила.

Із всіх видів руйнування поверхні зубів найбільш поширено і вивчено викришування. Це дозволило виробити норми допустимих контактних напружень, що знімають викришування протягом заданого терміну служби. Розрахунки по контактних напруженнях, що застерігають викришування, отримали застосування в практиці конструювання.

В сучасній методиці розрахунків з двох напружень σ_H і σ_F в якості основних в більшості випадків прийняті контактні напруження, оскільки в межах заданих габаритів коліс σ_H залишаються постійними, а σ_F можна зменшити шляхом збільшення модуля.

3.4. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на міцність

3.4.1. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі

Знання сил в зачепленні необхідне для розрахунку на міцність зубів коліс, валів та їх опор. Сили в зачепленні визначають в полюсі II в зоні однопарного зачеплення (рис. 3.6), тобто в зоні найбільшого навантаження зубів.

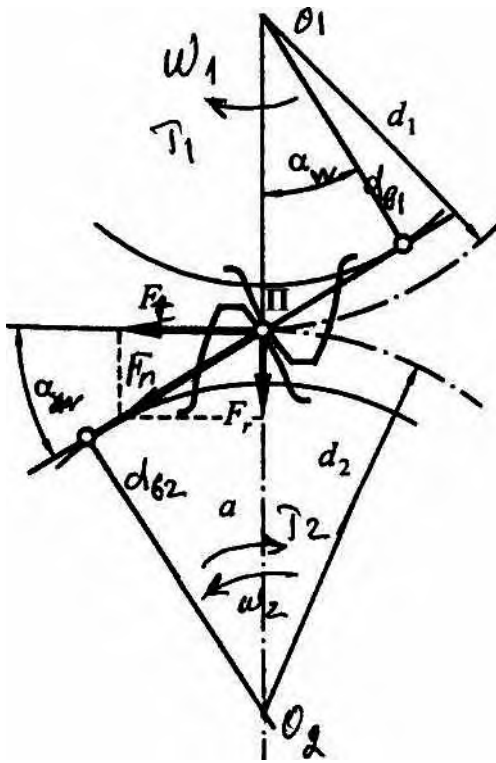


Рис. 3.6

Розподілену уздовж лінії контакту зубів навантаження замінімо результирующим вектором F_n в нормальній площині до лінії контакту. Даний вектор розкладається по осях координат в прямозубій передачі в коловому F_t і в радіальному F_r напрямках (рис. 3.6). При заданому крутному моменті T_1 і без урахування сили тертя в зачепленні, матимемо:

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n; F_{t1} = F_{t2} = F_t; F_{r1} = F_{r2} = F_r.$$

При цьому колова сила $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$; радіальна

сила $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$.

Нормальна сила F_n може бути виражена через колову силу, тобто

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (3.1)$$

3.4.2. Розрахункове навантаження

При роботі передачі в зубчастому зачепленні виникають додаткові навантаження через помилки виготовлення деталей та їх деформацій або особливих умов експлуатації.

Розрахункове навантаження при визначенні міцності зубів рівне добутку номінального навантаження і коефіцієнта навантаження $K > 1$.

Коефіцієнт навантаження визначається окремо для контактних напружень K_H і для напружень згину K_F , таким чином:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \\ K_F &= K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} \end{aligned} \right\}, \quad (3.2)$$

де $K_\beta (K_{H\beta}, K_{F\beta})$ – коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній (їх значення лежать в межах 1,05... 1,2);

$K_V (K_{HV}, K_{FV})$ – коефіцієнти, що враховують додаткове динамічне навантаження, що виникає внаслідок неточності виготовлення коліс (залежно від ступеня точності приймають значення в діапазоні від 1,05 до 1,5);

$K_\alpha (K_{H\alpha}, K_{F\alpha})$ – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубами (в залежності від ступеня точності та коллої швидкості, діапазон зміни від 1,02 до 1,1).

Розкриємо зміст вказаних коефіцієнтів.

Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній ($K_{H\beta}, K_{F\beta}$). Концентрація виникає внаслідок помилок наряду зубів, пружних деформацій зубів, валів та їх опор (рис. 3.7). Внаслідок вказаних причин профілі зубів випробовуватимуть різне навантаження по довжині лінії зіткнення. При навантаженні крутними моментами зуби деформуються і контактують по всій довжині. Навантаження розподілиться по довжині контактної лінії нерівномірно, так переміщення перетинів зуба однакові.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження K_β визначається відношенням q_{max} / q_{cp} і залежить від кута перекоосу,

ширини колеса b_w (або $\psi_{b,d} = b_w / d_1$) і розташування коліс щодо опор (рис. 3.7).

При проектувальному розрахунку передачі ГОСТ 21354-87 рекомендує визначати коефіцієнти концентрації навантаження $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ по графіках в залежності від відносної ширини колеса, твердості матеріалу і розташування коліс щодо опор (рис. 3.8).

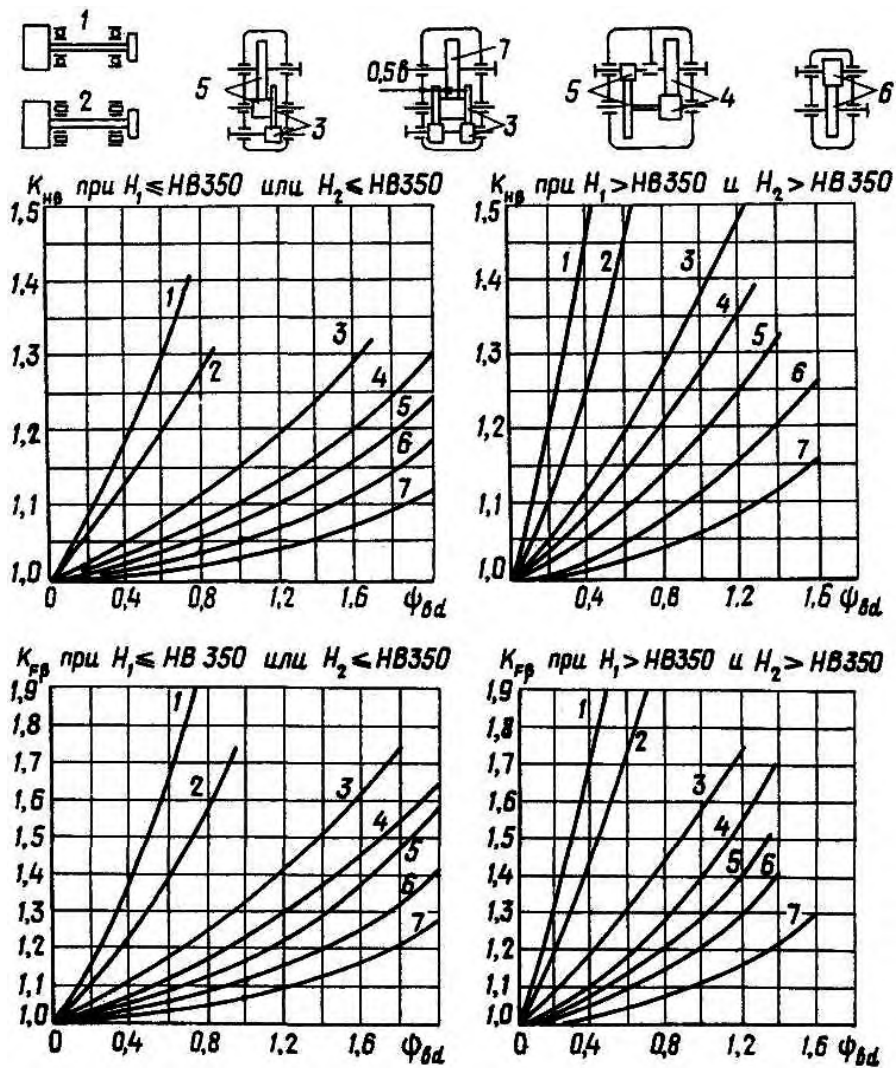


Рис. 3.8

Рис. 3.7

Динамічне навантаження в зачепленні ($K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$). На величину додаткового динамічного навантаження роблять вплив помилки основного кроку зубів, регламентовані кінематичною точністю,

деформації від згину зубів під навантаженням, змінна жорсткість зубів і опор валу на підшипниках кочення, колова швидкість.

Істотну роль у формуванні додаткового динамічного навантаження грають помилки основного кроку зубів і деформація зубів при згині, які викликають ударні навантаження на вході зубів зачеплення (рис. 3.9). Ці навантаження відсутні, якщо контакт зубів

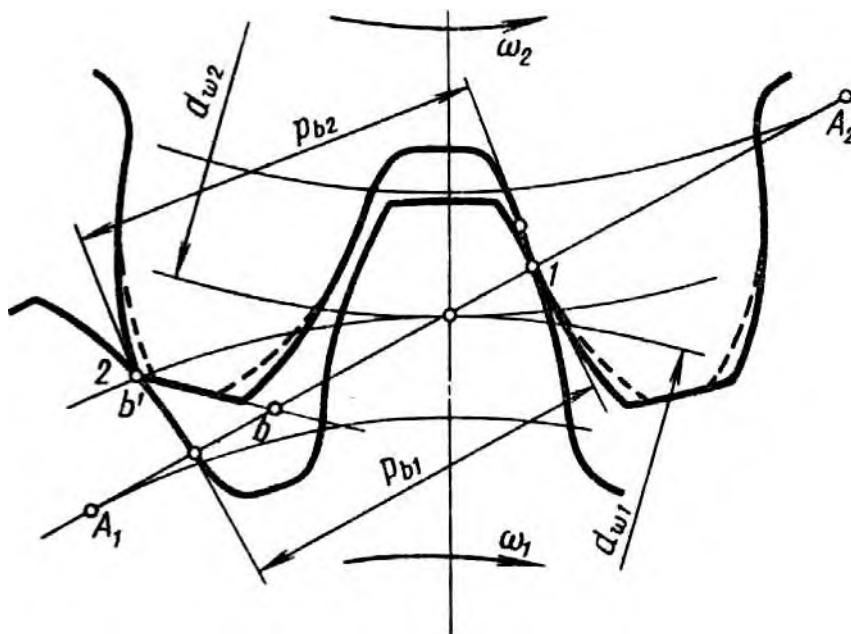


Рис 3.9

відбувається по лінії зачеплення A_1A_2 , а їх основні кроки рівні $p_{b1} = p_{b2}$. Якщо крок зубів шестерні менше кроку зубів колеса, то контакт виникне в точці b' . Для контакту по лінії зачеплення кроки вирівнюються в результаті деформації, виникає удар і зміна миттєвого передаточного відношення.

Сила удару залежить від величини помилки кроку, жорсткості зубів, колової швидкості та ін. Значення коефіцієнтів в залежності від ступеня точності, твердості зубів і колової швидкості зведені в табличні форми, наприклад, табл. 22.2, табл.3.30 [10, 11].

3.4.3. Розрахунок прямозубих коліс на міцність

Зубчасті колеса розраховують на контактну і згинальну міцність.

Розрахунок на контактну міцність. За розрахункове положення зубів зчепленої пари приймається торкання зубів в полюсі зачеплення Π (рис. 3.10, а), оскільки викришування поверхонь починається у початковій лінії. Торкання двох евольвентних зубів в процесі розрахунку апроксимуємо торканням двох кругових циліндрів, радіуси яких рівні радіусам кривини евольвентних профілів в точці їх контакту p_1 і p_2 . Далі використовується формула

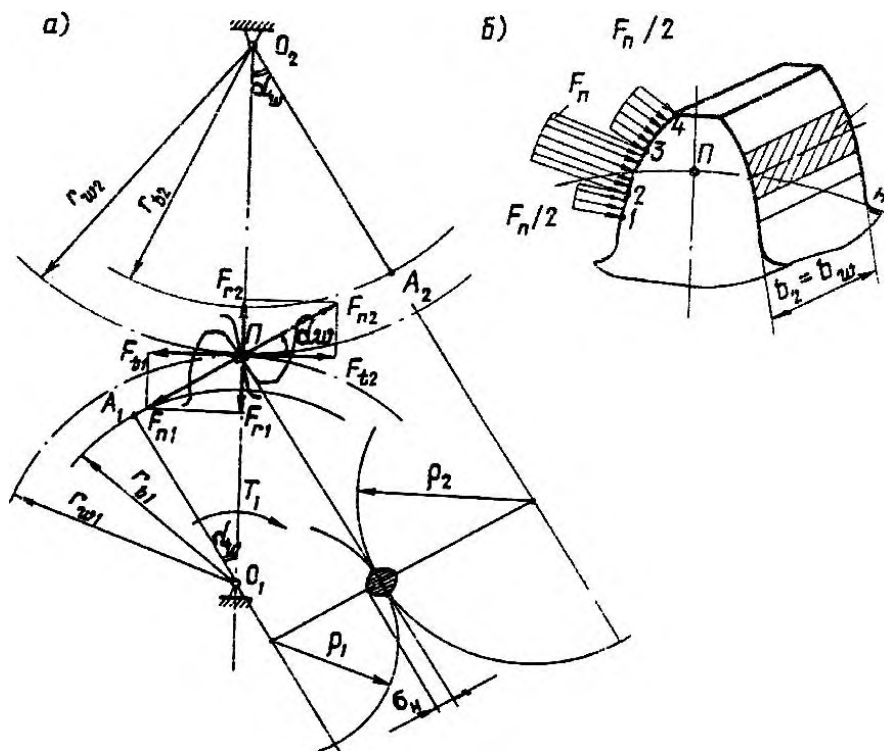


Рис. 3.10

Герца для випадку контакту 2-х циліндрів, що мають погонне навантаження в зоні контакту q_H . По величині цього навантаження

визначаються максимальні контактні напруження і порівнюються з допустимими.

В якості вихідної приймемо формулу Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{p_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.3)$$

Тут q_H погонне навантаження в зоні контакту, що визначається за виразом:

$$q_H = \frac{F_n}{l_K} K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (3.4)$$

де F_n – нормальна сила в зачепленні (за виразом 3.1); $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по лінії контакту; K_{HV} – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження, які є слідством неточності зубчастих коліс; l_K – довжина контактної лінії в розрахунковому положенні.

Довжина l_K контактної лінії для прямозубої передачі із коефіцієнтом перекриття $2 \leq \varepsilon_\alpha \leq 1$ змінюється в процесі зачеплення, приймаючи два значення: $2 b_w$ – в зоні двопарного зачеплення і b_w – в зоні однопарного зачеплення (рис. 3.10, б).

Приблизно довжину контактної лінії l_K визначають за емпіричною формулою:

$$l_K = \frac{b_w}{z_\varepsilon^2}. \quad (3.5)$$

Погонне навантаження q_H в зачепленні з урахуванням (3.4) і (3.5) визначається

$$q_H = \frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot z_\varepsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{w_{Ht} \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_w}, \quad (3.6)$$

де w_{Ht} – питома розрахункова колова сила,

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

На підставі властивості евольвенти маємо (рис. 3.10.):

$$p_1 = A_1 \Pi = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w ;$$

$$p_2 = A_2 \Pi = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_{w1}}{2} i \cdot \sin \alpha_w,$$

де $i = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$ – передаточне число.

Після підстановки значень p_1 и p_2 у вираз для приведеного радіуса кривини $p_{np} = \left(\frac{p_1 p_2}{p_2 \pm p_1} \right)$ отримаємо:

$$p_{np} = \frac{d_{w1}^2 \cdot \sin^2 \alpha_w \cdot i}{2(d_{w2} \pm d_{w1}) \sin \alpha_w} = \frac{d_{w1} \cdot i \cdot \sin \alpha_w}{2(i \pm 1)}. \quad (3.7)$$

Вираз (3.3) після перетворень матиме вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{2(i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1 - \mu^2)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}} \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}(i \pm 1)}{d_{w1} i}} \leq [\sigma_H].$$

Отримаємо

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht}(i \pm 1)}{d_{w1} i}} \leq [\sigma_H], \quad (3.8)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$ – враховує геометрію зачеплення; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ –

враховує ефект двопарної зони зачеплення; $Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}}$ – враховує

властивості матеріалу зубчастих коліс.

Формула (3.8) при підстановці параметрів матеріалів (наприклад, для сталевих зубчастих коліс при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,3$, величина $z_M = 275$ МПа), придбає наступний вигляд:

$$\sigma_H = K \sqrt{F_t (i+1) / d_2 b_2 K_{H\alpha} K_{HV} K_{H\beta}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.9)$$

Тут допоміжний коефіцієнт $K = 436$ – для прямозубих передач; $K = 376$ – для косозубих передач.

Розрахунок на згинальну

міцність. У формулі розрахунку σ_H не враховується число зубів коліс z . Проте, цей параметр вельми важливий і його вплив на міцність розглядається при розрахунку на згинальну міцності.

За розрахункове положення зуба приймають торкання його вершиною (початок або кінець зачеплення), при цьому вважають, що все навантаження сприймається однією парою зубів (рис. 3.11, а), а зачепленням другої пари нехтують.

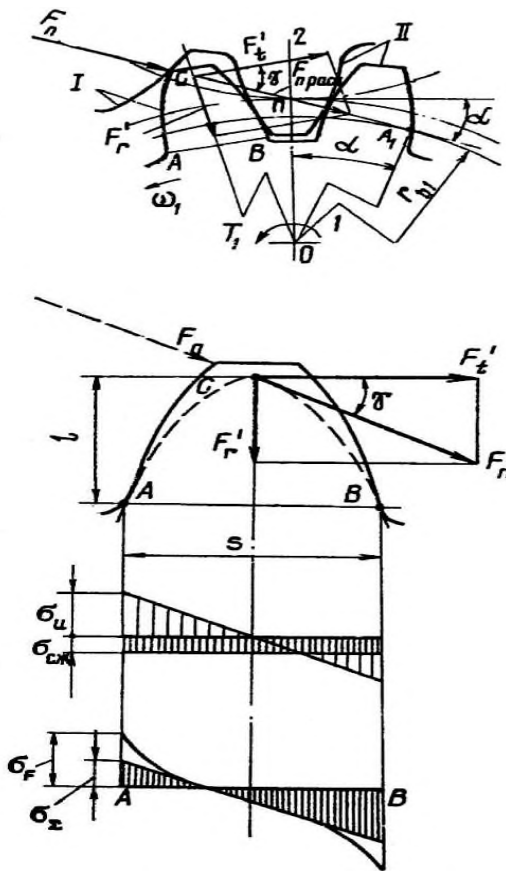


Рис. 3.11 До вершини зуба прикладена нормальна сила F_n (рис. 3.11, б). Введемо поняття *розрахункова нормальна сила* $F_{n\text{ роз}}$, яка рівна

$$F_{\text{роз}} = F_n \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{F_t}{\cos\alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (3.10)$$

Перенесемо цю силу по лінії її дії на ось симетрії зуба і розкладемо на складові F'_t і F'_r (рис. 3.11, б).

Одна складова (F'_t) згинає зуб, друга (F'_r) – стискає.

Вважаємо, що зуб є балкою змінного перетину, при цьому максимальні згинальні напруження виникають у підставі зуба. Крім того, у підставі існує концентрація напружень, яка може бути врахована теоретичним коефіцієнтом концентрації α_σ .

Експериментально встановлено, що розвиток втомних тріщин починається на стороні розтягу, хоча тут сумарні напруження від згину і стиску менше ніж на стороні стискання. Тому розрахункова залежність виводиться для напружень розтягу.

Номинальне сумарне напруження складає

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{32} - \sigma_{cm} = \frac{M_{32}}{W_{32}} - \frac{F'_r}{A} = \frac{F'_t \cdot l \cdot 6}{b_w \cdot s^2} - \frac{F'_r}{b_w \cdot s}. \quad (3.11)$$

Після ряду перетворень і підстановок можна отримати формулу для визначення максимальних місцевих напружень і записати умову міцності

$$\sigma_F = \sigma_\Sigma = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b} \cdot \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) = \frac{w_{Ft} \cdot Y_F}{m} \leq [\sigma], \quad (3.12)$$

де m – модуль зачеплення; w_{Ft} – питома колова розрахункова сила, віднесена до діаметру ділительного кола; Y_F – коефіцієнт форми зуба, визначений за виразом

$$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) \cdot \alpha_\sigma. \quad (3.13)$$

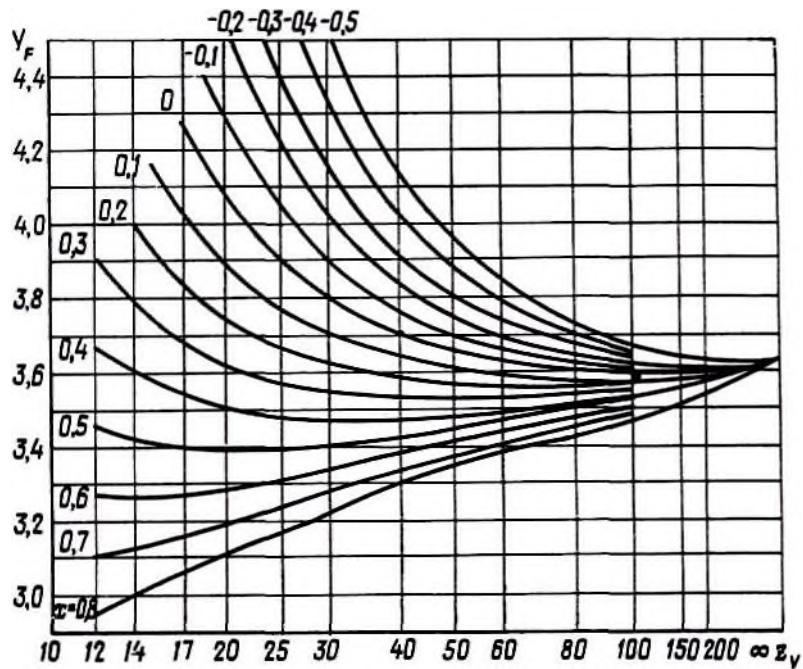


Рис. 3.12

Коефіцієнт Y_F залежить від числа зубів z (або для косозубих коліс від еквівалентного числа зубів z_v), коефіцієнта зсуву x початкового контуру і від радіуса викружки u підставі зуба, який визначається формою ріжучої кромки інструменту. Значення величини Y_F для коліс із зовнішніми зубами і стандартним початковим контуром можуть бути визначені по графіках рис. 3.12 і табл. 23.5, табл. 3.33 [10, 11].

Оскільки числа зубів у шестерні і колеса, як правило, різні, тому значення Y_{F1} і Y_{F2} також розрізнятимуться і, відповідно, матимуть різні значення напружень σ_{F1} і σ_{F2} . Допустимі напруження, також можуть виявитися різними для шестерні і колеса. Тому розрахунок по згинальним напруженням проводять і для шестерні і для колеса за наступними формулами

$$\text{для шестерні } \sigma_{F1} = \frac{w_{F1} \cdot Y_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\text{для колеса } \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}].$$

3.5. Розрахунок косозубих циліндричних передач

В основі розрахунку косозубих передач на контактну міцність і згин закладені ті ж самі передумови, що і для прямозубих, але є особливості, які враховуються при визначенні нормальної сили в зачепленні, приведенного радіуса кривини, довжини контактної лінії і коефіцієнтів форми зубів. Крім того, доводиться враховувати нерівномірність розподілу навантаження між зубами, оскільки сумарний коефіцієнт перекриття в косозубій передачі приймається більше двох ($\varepsilon_\gamma > 2$). Косозубі колеса виконуються, як правило, без зсуву початкового контуру ($x_1 = x_2 = 0$), тому вся розрахункова залежність відноситься до випадку, коли початкові кола співпадають з ділильними.

Сили в зачепленні косозубих коліс. Рівнодіюча нормальних сил в контактні зубів косозубих коліс вважається прикладеною по середині зубчастого вінця в полюсі зачеплення (рис. 3.13). Силу F_n розкладають на складові: колову F_t , радіальну F_r і осьову F_a . В нормальній площині перетину зуба ($n-n$) силу F_n розкладають на дві складові: дотичну до ділильних циліндрів силу $F_c = F_n \cos a_n$ і радіальну силу

$$F_r = F_c \operatorname{tg} a_n,$$

де a_n – кут профілю зуба в нормальному перетині (при $x_\Sigma = 0$, $a_n = a$, тобто кут профілю зуба рівний профільному куту початкового контуру).

Далі силу F_c розкладають на колову F_t і осьову F_a :

$$F_t = F_c \cdot \cos \beta = F_n \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta ;$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta , \tag{3.15}$$

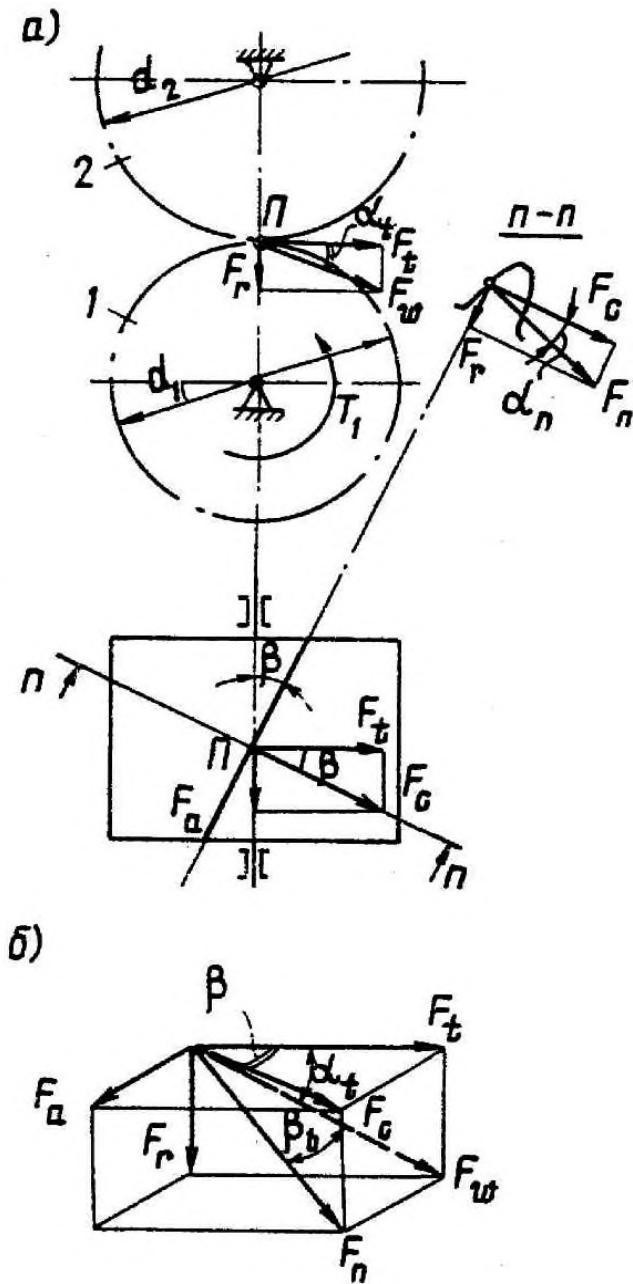
де β – кут нахилу зуба на ділильному циліндрі.

При заданому моменті на шестерні отримаємо:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta; F_r = F_t \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}. \quad (3.16)$$

Маємо

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}. \quad (3.17)$$



Отримані значення складових нормальної сили використовується при визначенні реакцій в опорах валів. На рис. 3.13, б – показаний паралелепіпед сил діючих в зачепленні косозубої передачі. Вектор F_w рівний геометричній сумі колової і радіальної складових і розташований в торцевій площині. Вектори сил F_n і F_w розташовані в площині зачеплення. Кут між ними рівний β_b ($\beta_b < \beta$), тобто куту нахилу зубів на основних циліндрах. В деяких випадках

зручніше виразити нормальну силу F_n через кут β_b , замість β . Із прямокутних трикутників, утворюваних векторами сил F_a , F_w , F_n і F_t , F_r , F_w , F_n , отримаємо наступне

$$F_n = \frac{F_w}{\cos\beta_b} = \frac{F_t}{\cos\beta_b \cdot \cos\alpha_t}, \quad (3.18)$$

де α_t – кут зачеплення в торцевій площині.

З формули (3.18) виходить, що за інших рівних умов результуюча сила F_n , діюча на зуб в косозубій передачі, буде більше, ніж в прямозубій.

Використовуючи формулу (3.8) для приведенного радіуса кривини, після ряду перетворень отримаємо формулу для обчислення приведенного радіуса кривини в зачепленні косозубої передачі

$$r_{n,пр} = \frac{r_{n1} \cdot r_{n2}}{(r_{n2} \pm r_{n1})} = \frac{d_1 \cdot i \cdot \sin \alpha_t}{2 \cos \beta_b \cdot i + 1} \quad (3.19)$$

З аналізу формули (3.19) виходить, що приведений радіус в косозубій передачі більший, ніж в прямозубій.

Довжина контактної лінії.

Параметри косозубої передачі вибираються такими, щоб сумарний коефіцієнт був більше двох, тобто в зачепленні знаходилося не менше двох пар

зубів. В косозубих передачах це забезпечується за рахунок того, що сумарний коефіцієнт перекриття ϵ_γ включає доданок ϵ_β , що враховує нахил зубів:

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (3.20)$$

де $\epsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}$; p_x – осьовий крок.

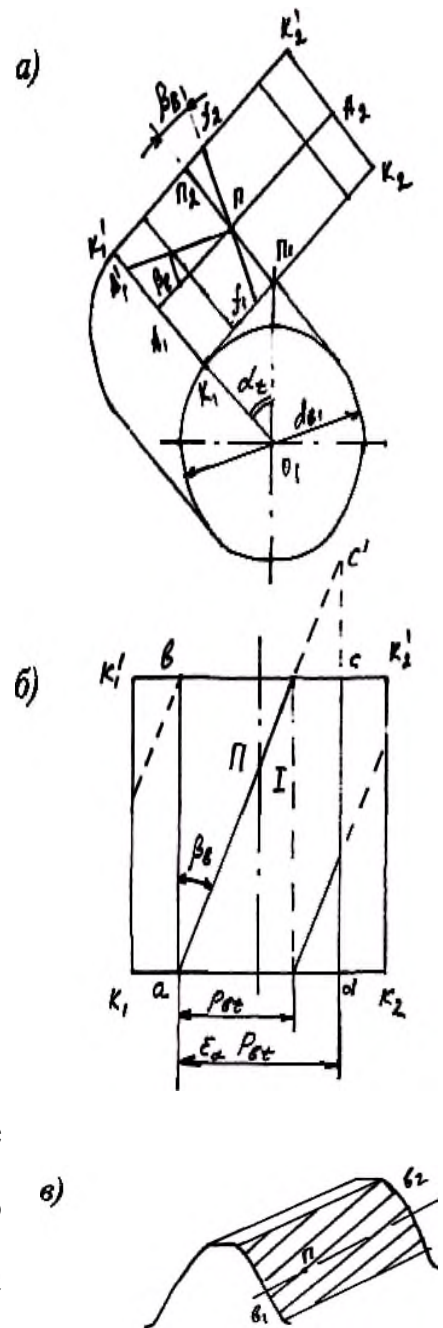


Рис. 3.14

Як бачимо, із зростанням b_w росте ε_β і відповідно збільшується ε_γ . Лінія контакту на активній поверхні зуба нахилена до початкової лінії. На рис. 3.14, *a* показане послідовне положення ліній контакту на активній поверхні зуба. На рис. 3.14, *б* зображена площа зачеплення, в якій знаходяться лінії контакту. Ці лінії контакту переміщуються в процесі зачеплення по її активній ділянці довжиною $g_a = \varepsilon_\alpha p_{bt}$ (p_{bt} – крок зачеплення в торцевій площині). Параметри передачі прийняті такими, щоб $b_w = p_x$. В цьому випадку в процесі зачеплення сумарна довжина контактних ліній залишається постійною. При переміщенні лінії *I* вліво вона виходить з активної ділянки, зменшуючись в довжині. Але це зменшення компенсуватиметься за рахунок збільшення довжини лінії *II* контакту другої пари зубів. Постійність сумарної довжини контактної лінії зберігається при ε_α , рівному будь-якому цілому числу. В даному випадку сумарна довжина контактної лінії може бути визначена виразом

$$l_k = l_{kI} + l_{kII} = ac' = \frac{b \cdot \varepsilon}{\cos \beta_b} \quad (3.21)$$

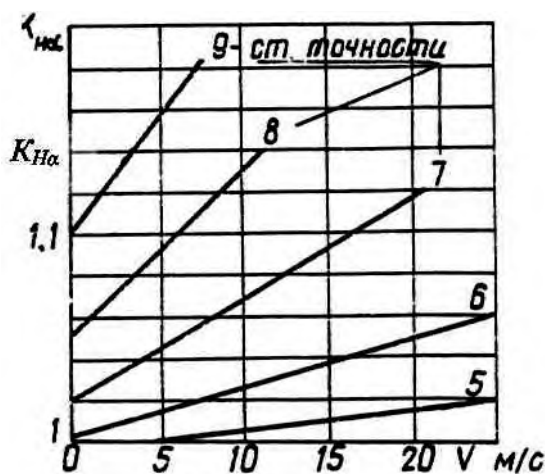


Рис. 3.15

Якщо ε_β і ε_α не рівні цілим числам, то довжина сумарної лінії контакту не залишається постійною і формула (3.21) в цьому випадку приблизно дає середнє значення l_k , яке і використовується в розрахунках.

Питоме розрахункове навантаження q_H . Оскільки в косозубій передачі

одночасно знаходяться в зачепленні не менше двох пар зубів, оскільки неминуче порушення пропорційності розподілу зусиль між зубами, визначуваних довжинами ділянок лінії контакту. Тому для обліку нерівномірності розподілу навантаження між зубами вводять коефіцієнт $K_{H\alpha}$. Значення коефіцієнта залежать від точності виготовлення коліс і колової швидкості та визначається по графіках рис. 3.15. З урахуванням вищезгаданого, а також формули (3.21) маємо

$$q_H = \frac{F_t}{l_k} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \cos \beta_b}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t \cdot b_w \cdot \varepsilon_a} = \quad (3.22)$$

$$= \frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w \cdot \varepsilon_a \cdot \cos \alpha_t} = \frac{w_{Ht}}{\varepsilon_a \cdot \cos \alpha_t},$$

де w_{Ht} – розрахункове колове питоме навантаження для косозубої передачі,

$$w_{Ht} = \frac{F_{t1}}{b_w} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

Розрахунок косозубої передачі на контактну міцність.

Підставивши у формулу Герца отримані вирази для q_H і p_{np} , а також виконавши ряд перетворень, отримаємо формулу

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} (i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (3.23)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_t}}$; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}}$; $Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}}$.

Суть коефіцієнтів Z_H , Z_ε і Z_M вказана вище. Для косозубих коліс коефіцієнт $Z_M = 275$ МПа.

Розрахунок косозубої передачі на згинальну міцність. В розрахунку косозубих передач на згинальну міцність в порівнянні із

розрахунком прямозубих передач можна відзначити наступні особливості:

- в розрахункові формули підставляється модуль в нормальному перетині ($m_n = m$);
- коефіцієнти форми зубів визначаються за еквівалентними числами зубів $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ і $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$ (рис. 3.13);

• коефіцієнт $K_{F\alpha}$, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами, визначається за формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

де n – ступінь точності за нормами контакту; якщо $\varepsilon_\alpha < 1$, то приймають $K_{F\alpha} = 1$; якщо $n < 5$, то приймають $n=5$; якщо $n > 9$, то приймають $n=9$;

- введений коефіцієнт Y_β , який враховує вплив кута нахилу зубів на згинальну міцність і визначається за формулою $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$, де β – в градусах.

При заданому крутному моменті T_1 на шестерні отримаємо

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}{d_1 \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (3.24)$$

3.6. Допустимі контактні і згинальні напруження

Контактні напруження визначаються за залежністю

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (3.25)$$

де σ_{H0} – межа контактної витривалості, відповідна базовому числу циклів N_{H0} (рис. 3.16); S_H – коефіцієнт безпеки (коефіцієнт запасу міцності); K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

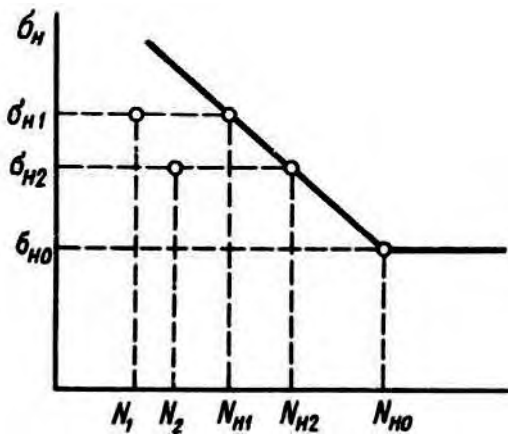


Рис. 3.16

Межа контактної витривалості і базове число циклів в основному залежать твердості активних поверхонь зубів. В табл. 3.3. приведені залежності, за якими рекомендується визначати σ_{H0} . Тут також вказані і допустимі значення коефіцієнтів безпеки S_H .

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує вплив терміну служби та режиму навантаження передачі. Розрахунок K_{HL} ґрунтується на відомій залежності, що виражає криву витривалості $\sigma_{H0}^m \cdot N = C$ (тут C – деяка постійна величина). Для контактних напружень прийнято значення $m = 6$, тому можна записати

$$\sigma_{H0} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}, \quad (3.26)$$

де N_{H0} – базове число циклів; базове число циклів N_{H0} визначається за таблицею 3.22 [11]. Графік перекладу одиниць НРС в одиниці НВ зображений на рис. 3.1 [11]. N_H – реальне (фактичне) число циклів зміни контактних напружень.

Таблиця 3.3

Термічна або термохімічна обробка	Твердість зубів колеса	σ_{H0} , МПа	S_H
Нормалізація або поліпшення	$HB \leq 350$	$2H_{HB}+70$	1,2
Об'ємне гартування	$HRC = 40 \dots 50$	$17H_{HRC}+100$	1,1
Поверхнєве гартування	$HRC = 40 \dots 56$	$17H_{HRC}+200$	1,2
Цементация або нітроцементация	$HRC = 56 \dots 64$	$23H_{HRC}$	1,2
Азотування	$HV = 55 \dots 65$	1050	1,2

Тоді коефіцієнт K_{HL} визначається за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}. \quad (3.27)$$

При $N_H > N_{H0}$ межа контактної витривалості залишається приблизно постійною, тому приймається $K_{HL} = 1$. Верхнє значення K_{HL} , щоб уникнути пластичної деформації та заїдання в зоні контакту обмежують величиною 2,4 (для однорідної структури матеріалу зубів). При поверхневому зміцненні зубів K_{HL} обмежують величиною 1,8. Облік терміну служби дозволяє підвищувати навантаження короткочасно працюючих передач. Розрахунок числа циклів N_H виконується з урахуванням режиму роботи передачі.

Розрізняють *режим постійного і змінного навантаження*. На практиці режими із строго постійним навантаженням зустрічаються достатньо рідко. Проте при розрахунках приймають саме постійний режим навіть для невизначених режимів навантаження. В якості розрахункової звичайно розглядають навантаження, відповідне номінальній потужності двигуна.

При постійному режимі навантаження розрахункове число циклів визначається для шестерні і колеса

$$N_H = 60ncL_h - \text{для нереверсивного навантаження}; \quad (3.28)$$

$$N_H = 30ncL_h - \text{для реверсивного навантаження},$$

де n – частота обертання шестерні або колеса, об/хв; c – число полюсів зачеплення, рівне числу коліс, що знаходяться в зачепленні із розрахунковим; L_h – число годин роботи передачі за розрахунковий термін служби, год.

Допустиме напруження визначається окремо для шестерні і колеса. Для прямозубої передачі за розрахункове значення допустимого напруження приймається менше із отриманих.

Для косозубої передачі розрахункове допустиме напруження в першому наближенні, рекомендується приймати для $HV \leq 350$ рівним напівсумі допустимих напружень для шестерні і колеса, тобто

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2}. \quad (3.29)$$

В косозубих передачах доцільно застосовувати високий перепад твердості, тобто виконувати зуби шестерні із твердістю, значно перевищуючій твердість зубів колеса.

Для випадку $HV_1 > 350$ і $HV_2 > 350$ за розрахункове значення для косозубої передачі рекомендується приймати якнайменше із отриманих $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$, як і для прямозубої передачі.

Допустимі напруження згину визначаються за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (3.30)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – межа витривалості зубів за напруженням згину при базовому числі циклів; K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер

навантаження зубів, при односторонньому навантаженні (нереверсивній передачі) $K_{FC} = 1$; при двосторонньому навантаженні $K_{FC} = 0,7...0,8$ (великі значення K_{FC} – при $HB > 350$); K_{FL} – коефіцієнт довговічності, що враховує число циклів зміни напружень згину:

$$\text{для } HB \leq 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 2,0 \quad \text{при } N_F > N_{FO} \quad K_{FL} = 1;$$

$$\text{для } HB > 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 1,6 \quad \text{при } N_F > N_{FO} \quad K_{FL} = 1.$$

В обох випадках приймається базове число циклів $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всіх сталей.

В табл. 3.4 приведені значення базових меж витривалості $\sigma_{F \lim b}$ і коефіцієнтів безпеки S_F для найпоширеніших марок сталей, що використовуються при виготовленні зубчастих коліс.

Таблиця 3.4

Вид термообробки і марки сталі	Твердість зубів HRC		$\sigma_{F \lim b}$, МПа	S_F
	поверхні	серцевини		
Цементация легованих сталей:				
Сталі марок 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А та ін.	57...63	32...45	950	1,7
18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4А та ін.	57...63	32...45	800	1,7
Нітроцементация легованих сталей:				
25ХГМ	57...63	32...45	1000	1,7
25ХГТ, 30ХГТ та ін.	57...63	32...45	750	1,7
Гартування при нагріві СВЧ по всьому контуру:				
55ПП	58...62	28...35	900	1,7
60ХВ, 60Х, 60ХН та ін.	54...60	25...35	700	1,7
35ХМА, 40Х, 40ХН та ін.	48...60	25...35	600	1,65
Нормалізація або поліпшення	HB=180..350	HB=180..350	1,8HB	
Азотування легованих сталей		24...40	18HRC+50	2,0

3.7. Приклад розрахунку циліндричної зубчасті передачі

Задача. Розрахувати прямозубу циліндричну передачу одноступеневого редуктора за такими даними: крутні моменти на ведучому і веденому валах $T_1 = 130$ Н·м, $T_2 = 349$ Н·м; передаточне відношення передачі $i = 2,8$; частота обертання $n_1 = 1500$ об/хв, $n_2 = 535$ об/хв; строк служби передачі $t = 13 \cdot 10^3$; коефіцієнти тривалості дії моментів $X_1 = 0,15$, $X_2 = 0,7$, $X_3 = 0,1$, $X_4 = 0,05$; коефіцієнти, які характеризують зміну величини крутного моменту $Y_1 = 1,25$, $Y_2 = 1,0$, $Y_3 = 0,85$, $Y_4 = 0,65$.

Розв'язання.

1. Проектний розрахунок

Виберемо для виготовлення шестерні (табл. 3.4) сталь 40Х із загартуванням СВЧ (НВ = 250...280, $\sigma_{HP} = 900$ МПа, $N_{H0} = 8 \cdot 10^7$), а для зубчастого колеса – сталь 45 із загартуванням СВЧ (HRCЭ = 40...52, $\sigma_{HP} = 800$ МПа, $N_{H0} = 6 \cdot 10^7$).

Для розрахунку коефіцієнта довговічності визначимо діюче число циклів окремо для шестерні і окремо для колеса:

$$N_{Hel} = 60 \cdot c \cdot n \sum_{k=1}^1 \left[\left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot t_i \right]_{\left(\frac{MAX}{T} \right)} =$$
$$= 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot \left[\left(\frac{1,25 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,15 + \left(\frac{1,0 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,7 + \left(\frac{0,85 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,1 + \right. \\ \left. + \left(\frac{0,65 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,05 \right] \cdot 13 \cdot 10^3 \approx 6,4 \cdot 10^8,$$

$$N_{He2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \sum_{k=1}^k \left[\left(\frac{T_i}{T_{MAX}} \right)^3 \cdot t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 1 \cdot 535 \cdot \left[\left(\frac{1,25 \cdot 349}{1,25 \cdot 349} \right)^3 \cdot 0,15 + \left(\frac{1,0 \cdot 349}{1,25 \cdot 349} \right)^3 \cdot 0,7 + \left(\frac{0,85 \cdot 349}{1,2 \cdot 349} \right)^3 \cdot 0,1 + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{0,65 \cdot 349}{1,25 \cdot 349} \right)^3 \cdot 0,05 \right] \cdot 13 \cdot 10^3 \approx 2,3 \cdot 10^8,$$

тоді коефіцієнти довговічності дорівнюватимуть (3.27):

$$k_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_{He1}}} = \sqrt[6]{\frac{8 \cdot 10^8}{6,4 \cdot 10^8}} = 1; \quad k_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_{He2}}} = \sqrt[6]{\frac{6 \cdot 10^7}{2,3 \cdot 10^8}} = 0,6.$$

для шестерні - $[\sigma_{HP}]_1 = k_{HL1} \cdot \sigma_{HP1} = 1 \cdot 900 = 900 \text{ МПа}$;

для колеса - $[\sigma_{HP}]_2 = k_{HL2} \cdot \sigma_{HP2} = 1 \cdot 800 = 800 \text{ МПа}$.

Подальший розрахунок будемо проводити, використовуючи розрахункові допустимі контактні напруження для матеріалу колеса.

Основні геометричні параметри передачі:

Знайдемо попереднє значення міжосьової відстані a_ω , (мм):

$$a_\omega = K_a \cdot (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta}}{i^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_{HP}]^2}} =$$

$$= 490 \cdot (1 + 2,8) \cdot \sqrt[3]{\frac{349 \cdot 1,01}{2,8^2 \cdot 0,32 \cdot 800^2}} = 112 \text{ мм},$$

коефіцієнт ширини колеса визначався як $\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{i + 1} = \frac{2 \cdot 0,6}{2,8 + 1} = 0,32$,

а величина коефіцієнта $k_{H\beta} = 1,01$, вибираємо для величини $\psi_{ba} = 0,32$ і $HВ < 350$.

Величину модуля зачеплення визначимо за спрощеною формулою:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_\omega = (0,01 \dots 0,02) \cdot 112 = 1,12 \dots 2,24 \text{ мм}.$$

Приймаємо модуль (див. табл. 3.1), рівний $m = 2 \text{ мм}$.

Сумарне число зубів дорівнює, $Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{m} = \frac{2 \cdot 112}{2} = 112$, а число

зубів шестерні визначимо як $z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(i+1)} = \frac{112}{2,8+1} = 29$. Тоді число зубів

колеса $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 112 - 29 = 83$. Знайдемо фактичне передаточне

відношення $i_{\phi} = z_2 / z_1 = 83 / 29 = 2,8$ і за формулою обчислимо величину

відхилення фактичного передаточного відношення від

розрахункового $\lambda_i = \frac{|i_{\phi} - i|}{i} \cdot 100\% = 0\%$.

Перевіримо відповідність міжосьової відстані заздалегідь

вибраному значенню: $a_{\omega} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} = 2 \cdot (29 + 83) / 2 = 112$ мм.

Обчислимо ділильні діаметри d_i , діаметри кіл вершин d_{ai} і западин d_{fi} шестерні і колеса, а також ширину зубчатих вінців $b_{\omega i}$ елементів зачеплення:

для шестерні: $d_1 = z_1 \cdot m = 29 \cdot 2 = 58$ мм;

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 58 + 2 \cdot 2 = 62 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 58 - 2,5 \cdot 2 = 53 \text{ мм};$$

$$b_{\omega 1} = b_{\omega 2} + 5 \text{ мм} = 36 + 5 = 41 \text{ мм};$$

для колеса: $d_2 = z_2 \cdot m = 83 \cdot 2 = 166$ мм;

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 166 + 2 \cdot 2 = 170 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 166 - 2,5 \cdot 2 = 161 \text{ мм};$$

$$b_{\omega 2} = \psi_{ba} \cdot a_{\omega} = 0,32 \cdot 112 = 36 \text{ мм};$$

На заключному етапі проектного розрахунку знайдемо значення сил діючих в зачепленні:

- колова сила $F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 349 / 0,166 = 4205 \text{ Н}$;
- радіальна сила. $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4205 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1530 \text{ Н}$;
- осьова сила $F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 0$.

2. Перевірочний розрахунок передачі

Умова міцності зачеплення на контактну витривалість має вигляд:

$$\sigma_H \leq [\sigma_{HP}]$$

Величина діючого контактного напруження визначається по формулі(3.8):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot k_{HV}}{d_1} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right)} = \\ &= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{119 \cdot 1,06}{58} \cdot \left(\frac{2,8+1}{2,8}\right)} = 723 \text{ МПа} \langle [\sigma_{HP}] = 800 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,62}{3}} = 0,89.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття визначається по формулі:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \operatorname{Cos} \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{83} \right) \right] \cdot \operatorname{Cos} 20^\circ = 1,62. \end{aligned}$$

Питома розрахункова колова сила розраховується як:

$$w_{Ht} = \frac{F_t \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}}{b_{\omega 2}} = \frac{4205 \cdot 1,01 \cdot 1,01}{36} = 119 \text{ Н / мм}.$$

Питома колова динамічна сила:

$$w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{i}} = 0,006 \cdot 38 \cdot 4,6 \cdot \sqrt{\frac{112}{2,8}} = 6,6.$$

Колова швидкість в зачепленні (м/с):

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,058 \cdot 1500}{60} = 4,6 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт динамічного навантаження в зачепленні дорівнює:

$$k_{HV} = 1 + \frac{w_{HV}}{w_{Ht}} = 1 + \frac{6,6}{119} = 1,06.$$

Перед проведенням перевірконого розрахунку зубів передачі на згин необхідно визначити відношення Δ допустимого згинаючого напруження $[\sigma_{FP}]$ до коефіцієнта форми зуба Y_F , окремо для шестерні і окремо для колеса:

$$\Delta_1 = [\sigma_{FP}]_1 / Y_{F1} = 235 / 3,92 = 59,9;$$

$$\Delta_2 = [\sigma_{FP}]_2 / Y_{F2} = 205 / 3,61 = 56,79.$$

Діюче напруження згину визначається за формулою:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{Y_F \cdot Y_\beta \cdot w_{Ft} \cdot k_{FV}}{m} = \\ &= \frac{3,92 \cdot 1 \cdot 84 \cdot 1,21}{2} = 199 \text{ МПа} < [\sigma_{FP}] = 235 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Питома розрахункова колова сила дорівнює:

$$w_{Ft} = \frac{F_t \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta}}{b_{\omega 2}} = \frac{4205 \cdot 0,71 \cdot 1,01}{36} = 84 \text{ Н/мм.}$$

Коефіцієнт розподілу навантаження між зубами $k_{F\alpha}$ дорівнює одиниці для прямозубих, тоді коефіцієнт $k_{F\alpha}$ розраховується за виразом:

$$k_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,62 - 1) \cdot (6 - 5)}{4 \cdot 1,62} = 0,71.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження при згині визначається аналогічно динамічному коефіцієнту при визначенні контактних напружень:

$$k_{FV} = 1 + \frac{w_{FV}}{w_{Ft}} = 1 + \frac{18}{84} = 1,21.$$

Питома динамічна колова сила при згині:

$$w_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{i}} = 0,016 \cdot 38 \cdot 4,6 \cdot \sqrt{\frac{112}{2,8}} = 18.$$

На цьому перевіірочний розрахунок циліндричних зубчастих передач вважається закінченим.

3.8. Запитання для самоперевірки

1. Які основні переваги та недоліки зубчастих передач у порівнянні з іншими передачами?
2. За якими ознаками класифікуються зубчасті передачі? Дайте класифікацію зубчастих передач за цими ознаками.
3. У чому полягає суть основного закону зачеплення?
4. Чому зубчасті передачі з евольвентним зачепленням мають широке застосування?
5. Що таке полюс зачеплення, лінія зачеплення та кут зачеплення?
6. Що називається кроком та модулем зубів?
7. Які кола зубчастих коліс називають початковими і які ділильними?
8. Як визначається швидкість ковзання зубців у зачепленні?

9. Назвіть основні показники точності функціонування зубчастих передач та охарактеризуйте їх.
10. Які фактори впливають на вибір ступеня точності виготовлення зубчастих передач?
11. Які основні групи матеріалів застосовують для виготовлення зубчастих коліс?
12. Чому всі сталеві зубчасті колеса залежно від твердості зубців поділяються на дві групи?
13. Назвіть основні види термічної та хіміко-термічної обробки зубчастих коліс.
14. Назвіть та охарактеризуйте основні види руйнування зубців зубчастих коліс.
15. Які види розрахунків на міцність зубів циліндричних евольвентних передач передбачає стандарт?
16. Які фактори впливають на допустиме контактне напруження для активних поверхонь зубців?
17. Як впливає режим навантаження передач на допустиме контактне напруження?
18. Поясніть, чому для косозубих передач із значною різницею твердості зубів шестерні та колеса можна брати більші допустимі контактні напруження.
19. Назвіть і проаналізуйте фактори, що впливають на допустимі напруження згину для зубів зубчастих коліс.
20. Запишіть формули для визначення основних геометричних параметрів циліндричних прямозубих та косозубих коліс. Покажіть ці параметри на відповідних рисунках.

21. Запишіть формули для визначення колової, радіальної та осьової сил у зачепленні косозубих коліс. Покажіть напрями цих сил на відповідних рисунках.
22. Чому у зачепленні прямозубих коліс відсутня осьова сила?
23. Від яких факторів залежить розрахункове навантаження на зуби циліндричних зубчастих передач?
24. В чому полягає розрахунок активних поверхонь зубів на контактну втому? Запишіть основну розрахункову залежність та проаналізуйте вплив окремих параметрів на розрахункове контактне напруження.
25. В чому полягає розрахунок активних поверхонь зубів на контактну міцність?
26. За якою залежністю ведеться розрахунок зубів при згині?
27. У чому полягає суть проектного розрахунку циліндричної зубчастої передачі? Запишіть формулу.

3.9. Тестові завдання

1. Для яких цілей не можна застосувати зубчасту передачу?

- А. Передача обертального руху з одного валу на іншій.
- Б. Дискретна зміна частоти обертання одного валу в порівнянні з іншим.
- В. Безступінчаста зміна частоти обертання одного валу в порівнянні з іншим.
- Г. Перетворення обертального руху валу на поступальний.

2. Чи можна при незмінній потужності, що передається за допомогою зубчастої передачі отримати більший крутний момент?

- А. Не можна.
- Б. Можна, зменшуючи частоту обертання веденого валу.
- В. Можна, збільшуючи частоту обертання веденого валу.
- Г. Можна, але з частотою обертання валів це не пов'язано.

3. Нижче перераховані основні передачі із зубчастими колесами: а) циліндричні з прями зубом; б) циліндричні з косим зубом; в) циліндричні з шевронним зубом; г) конічні з прямим зубом; д) конічні з косим зубом; е) конічні з круговим зубом; ж) циліндричне колесо та рейка. Скільки з них можуть бути використані для передачі обертання між осями, що перетинаються?

- А. Одна.
- Б. Дві.
- В. Три.

Г. Чотири.

4. Порівнюючи зубчасті передачі з іншими механічними передачами, відзначають: а) складність виготовлення і контролю зубів; б) неможливість проковзування; в) високий ККД; г) малі габарити; д) шум при роботі; е) велику довговічність і надійність; ж) можливість застосування в широкому діапазоні моментів, швидкостей, передаточних відношень. Скільки з перерахованих властивостей можна віднести до позитивних?

А. Три.

Б. Чотири.

В. П'ять.

Г. Шість.

5. Щоб зубчасті колеса могли бути введені в зачеплення, що у них повинно бути однаковим?

А. Діаметри.

Б. Ширина.

В. Число зубів.

Г. Крок.

6. Повна висота зуба в нормальному (нарізаному без зсуву) зубчастому колесі рівна 9мм. Чому дорівнює модуль?

А. 2 мм.

Б. 2,5 мм.

В. 3 мм.

Г. 4 мм.

7. Діаметр кола виступів нормального прямозубого зубчастого колеса рівний 110 мм, число зубів – 20. Чому дорівнює діаметр ділительного кола?

А. 110 мм.

Б. 100 мм.

В. 90мм.

Г. 80мм.

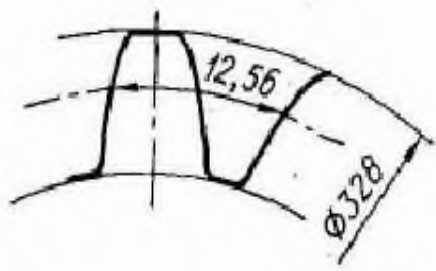
8. Скільки зубів має це нормальне прямозубе зубчасте колесо?

А. 80.

Б. 85.

В. 90.

Г. 95.



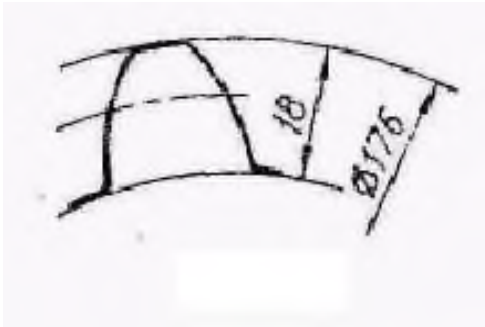
9. Скільки зубів має нормальне прямозубе зубчасте колесо з вказаними розмірами?

А. 18.

Б. 20.

В. 22.

Г. 24.

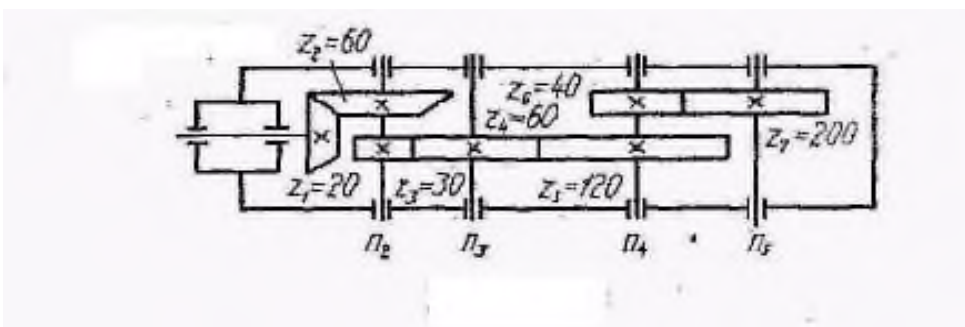


10. Механізм має декілька послідовних передач; при обертанні провідного валу із швидкістю 1000 об/хв ведений обертається із швидкістю 80 об/хв. Як вірно назвати цей механізм?

- А. Коробка швидкостей.
- Б. Варіатор.
- В. Мультиплікатор.
- Г. Редуктор.

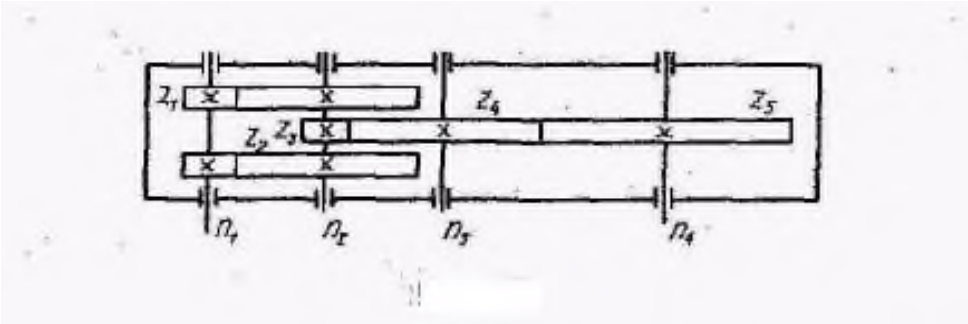
11. За заданими умовами визначити частоту обертання на виході n_5 ($n_1=900$ об/хв).

- А. 15 1/хв.
- Б. 20 1/хв.
- В. 30 1/хв.
- Г. 40 1/хв.



12. Якщо в редукторі вказаної схеми в два рази зменшити число зубів колеса z_4 , то як зміниться число оборотів за хвилину на виході n_4 ?

- А. Збільшиться в чотири рази.
- Б. Збільшиться удвічі.
- В. Не зміниться.
- Г. Зменшиться удвічі.



13. Зазвичай прямозубе циліндричне колесо характеризується наступними основними параметрами: m – модуль; d – дільний діаметр; p – крок; b – ширина вінця; z – число зубів; α – кут зачеплення (профілю). Скільки з перерахованих параметрів стандартизовані?

- А. Один.
- Б. Два.
- В. Три.
- Г. Чотири.

14. Передача з циліндричними зубчастими колесами характеризується наступними основними параметрами: α_w – міжосьова відстань; u – передаточне число; z_1, z_2 – кількість зубів коліс; ψ_{BA} – коефіцієнт ширини зубів. Скільки з них повинні призначатися з урахуванням стандартизованого ряду чисел?

- А. Один.
- Б. Два.
- В. Три.
- Г. Чотири.

15. За яким принципом побудовані ряди стандартних значень міжосьових відстаней, передаточних чисел, коефіцієнта ширини зубів?

- А. Ряд доцільних чисел.
- Б. Арифметична прогресія.
- В. Геометрична прогресія.
- Г. Логарифмічний ряд.

16. Скільки з приведених чисел 30; 25; 20; 17; 15; 12; 10; 8 можуть бути використані для призначення числа зубів нормального (не коригованого) зубчастого колеса?

- А. Всі.
- Б. Шість.
- В. Чотири.
- Г. Два.

17. Приведений ряд чисел для призначення передаточних чисел зубчастих передач: 1,0; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20. До якого номера ряду стандартизовані передаточні числа зубчастих передач?

- А. 7.

- Б. 13.
- В. 19.
- Г. 23.

18. Скільки з написаних співвідношень відповідають передаточному числу зубчастої передачі (індекс 1 означає провідний

елемент, індекс 2 – ведений) $\frac{d_2}{d_1}; \frac{z_2}{z_1}; \frac{n_2}{n_1}; \frac{T_2}{T_1\eta}$?

- А. 1.
- Б. 2.
- В. 3.
- Г. 4.

19. Яка з написаних залежностей між міжосьовою відстанню (a) і діаметрами зубчастих коліс в редукуючій передачі (d_1, d_2) невірна?

- А. $d_1 = \frac{2a}{u+1}$.
- Б. $d_1 = \frac{2au}{u+1}$.
- В. $d_2 = \frac{2au}{u+1}$.
- Г. $d_1 + d_2 = 2a$.

20. З приведенного значення коефіцієнтів ширини зубів, які рекомендуються для пересувних шестерень коробок швидкостей?

- А. 0,125 – 0,200.
- Б. 0,200 – 0,400.
- В. 0,400 – 0,630.

Г. 0,6304 – 1,0.

21. Відношення ширини зубчастої шестерні до її діаметру допускають найбільшим, коли шестерня розташована:

- А. На консолі вала.
- Б. Симетрично між опорами вала.
- В. Не симетрично між опорами вала.
- Г. Вказане відношення не пов'язує з положенням шестерні на вала.

22. З чим пов'язують вибір способу отримання заготовки для зубчастого колеса (точінням з прутка, куванням, штампуванням та ін.)?

- А. З шириною зубчастого вінця.
- Б. З діаметром.
- В. З положенням зубчастого колеса на валу.
- Г. З точністю.

23. Яким матеріалам для виготовлення невеликих зубчастих коліс закритих передач слід віддавати перевагу?

- А. Середньовуглецеві сталі звичайної якості без термообробки.
- Б. Середньовуглецеві якісні та хромові леговані сталі нормалізовані, термічно покращенні.
- В. Середньовуглецеві якісні та леговані сталі з гартуванням.
- Г. Низьковуглецеві та леговані сталі з поверхневою хіміко-термічною обробкою.

24. Залежно від чого призначається ступінь точності зубчастого колеса?

- А. Від колової швидкості.
- Б. Від частоти обертання.
- В. Від потужності, що передається.
- Г. Від навантажуючого моменту.

25. У якій з передач вказаної точності слід чекати за інших рівних умов найбільші динамічні навантаження?

- А. Ст. 9Е.
- Б. Ст. 8Д.
- В. Ст. 7С.
- Г. Ст. 6В.

26. Яким з приведених можливих критеріїв працездатності зубчастих передач вважають найбільш ймовірним для передач в редукторному (закритому) виконанні?

- А. Поломка зубів.
- Б. Втомне викришування поверхневих шарів.
- В. Абразивний знос.
- Г. Заїдання зубів.

27. Порівнюються два нормальні зубчасті колеса з одного матеріалу, однакової ширини, з однаковим числом зубів і з модулем перше – 2 мм; друге – 4 мм. Яка здатність навантаження по згинальній міцності у цих коліс?

- А. Однакова.
- Б. Першого більше, ніж другого.
- В. Другого більше, ніж першого.
- Г. Від модуля не залежить.

28. З'ясувалося, що при розрахунках зубчастих коліс на згинальну міцність помилково момент, що передається був занижений в чотири рази. Щоб передача була працездатна, як треба збільшити модуль?

- А. У чотири рази.
- Б. У два рази.
- В. У $\sqrt{2} = 1,4$ рази.
- Г. У $\sqrt[3]{4} = 1,58$ разів.

29. Від чого не залежить коефіцієнт міцності зубів по згинальній напрузі?

- А. Матеріалу.
- Б. Числа зубів.
- В. Коефіцієнта зсуву початкового контуру.
- Г. Форми зуба.

30. Із збільшенням діаметру зубчастого колеса за рахунок більшого числа зубів за інших рівних умов, як зміниться його згинальна здатність навантаження?

- А. Росте пропорційно.
- Б. Росте, але не пропорційно.

- В. Зменшується пропорційно.
- Г. Зменшується, але не пропорційно.

31. Яка з приведених формул для розрахунку модуля прямозубого зубчастого колеса записана невірно?

А. $m \geq \sqrt[3]{Y_F \frac{2TK_F}{z\psi_m[\sigma]_F}}$.

Б. $m \geq \sqrt{Y_F \frac{2TK_F}{zb[\sigma]_F}}$.

В. $m \geq Y_F \frac{2TK_F}{db[\sigma]_F}$.

Г. $m \geq Y^F \frac{2TK_F}{d\psi_m[\sigma]_F}$.

32. Як зміниться напруга згину, якщо навантаження на передачу збільшиться в чотири рази?

- А. Не зміниться.
- Б. Зросте в два рази.
- В. Зросте в чотири рази.
- Г. Зросте в 16 разів.

33. Запропоновані наступні способи збільшення згинальної міцності зуба, що названо помилково:

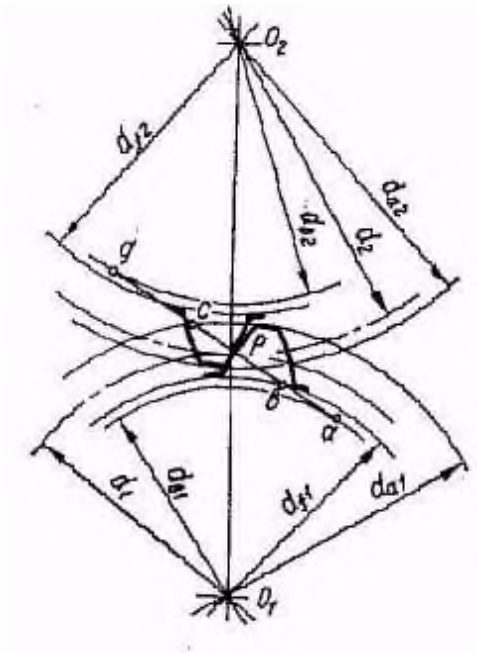
- А. Збільшити модуль.
- Б. Загартувати зубчасте колесо.
- В. Фланкувати зуби.
- Г. Нарізати зубчасте колесо із зрушенням утворюючої рейки усередину контуру.

34. Скільки з перерахованих відомостей про зубчасте колесо треба знати щоб призначити коефіцієнт міцності зубів по згинальній напрузі Y_F : модуль (m); діаметр (d); число зубів (z); коефіцієнт зсуву (x); крок (ρ); кут нахилу зуба (β)?

- А. П'ять.
- Б. Чотири.
- В. Три.
- Г. Два.

35. В основу розрахунку зубчастих передач на контактну міцність покладена формула Герца $\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega E}{\rho 2\pi(1-\nu^2)}} \leq [\sigma]_H$ ($\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r^1} \pm \frac{1}{r^2}$ — приведений радіус кривизни). Що приймається в якості r_1, r^2 для випадку контакту евольвентних зубів в полюсі?

- А. $r_1 = \frac{d_{B1}}{2}; r_2 = \frac{d_{B2}}{2}$.
- Б. $r_1 = \frac{d_1}{2}; r_2 = \frac{d_2}{2}$.
- В. $r_1 = bP; r_2 = cP$.
- Г. $r_1 = aP; r_2 = gP$.



36. Як зміниться контактна напруга, якщо навантаження на зубчасту передачу зросте в чотири рази?

- А. Не зміниться.
- Б. Зросте в два рази.
- В. Зросте в чотири рази.
- Г. Зросте в 16 разів.

37. Який вид руйнування зубів найбільш характерний для закритих, добре змащуваних, захищених від забруднень зубчастих передач?

- А. Поломка зуба.
- Б. Заїдання зубів.
- В. Стирання зубів.
- Г. Втомне викришування поверхневого шару на робочій поверхні зуба.

38. Здатність навантаження зубчатого колеса можна підвищити:
 а) збільшуючи модуль; б) покращуючи матеріал; в) збільшуючи його ширину; г) збільшуючи діаметр за рахунок збільшення числа зубів; д) збільшуючи кут зачеплення. Скільки з перерахованих дій підвищать контактну здатність навантаження?

- А. Два.
- Б. Три.
- В. Чотири.
- Г. П'ять.

39. Яка з приведених формул для розрахунку контактної напруги в циліндричній зубчастій передачі записана невірно?

- А. $\sigma_H = Z_n Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_n (u \pm 1)}{d_1 b u}}$.
- Б. $\sigma_H = Z_n Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{2 T_1 K_n (u \pm 1)}{d_1^2 b u}}$.
- В. $\sigma_H = Z_n Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^3 N_1 K_n (u \pm 1)}{n_1 d_1^2 b u}}$.
- Г. $\sigma_H = Z_n Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^3 N_2 K_F (u \pm 1)}{n_2 d_2^2 b u}}$.

40. Міжосьову відстань закритої циліндричної зубчастої передачі розраховують з умови контактної міцності. Нижче приведені розрахункові формули. Яка з них записана невірно?

- А. $a \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{\psi_{BA} [\sigma]_H^2}}$.
- Б. $a \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\psi_{BA} (u [\sigma]_H)^2}}$.

$$B. \quad a \geq K_{a^N} (u \pm 1)_\beta \sqrt{\frac{N_2 K_H}{n_2 \Psi_{BA} u [\sigma]_H^2}}.$$

$$Г. \quad a \geq K_{a^N} (u \pm 1)_\beta \sqrt{\frac{N_1 K_H}{n_1 \Psi_{BA} u [\sigma]_H^2}}.$$

41. Коефіцієнти навантаження при розрахунках циліндричних зубчастих передач знаходять в основному як добуток двох коефіцієнтів:

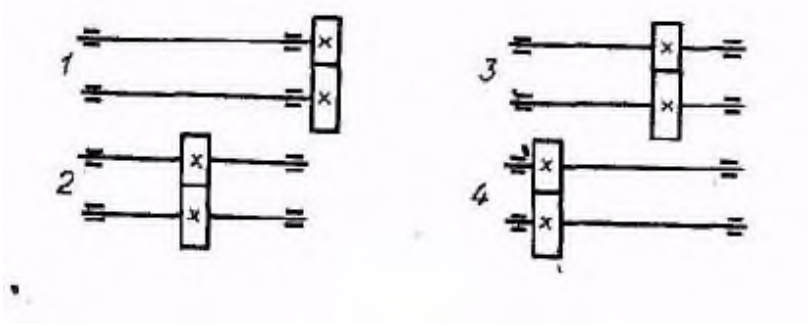
$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}; \quad K_H = K_{H\beta} K_{Hv}. \quad \text{Що враховує коефіцієнт } K_\beta ?$$

- А. Можливі короткочасні перевантаження щодо номінального, прийнятого для розрахунку навантаження.
- Б. Динамічні навантаження, пов'язані з неточностями виготовлення зубчастих коліс.
- В. Концентрацію навантаження по ширині зубчастого вінця.
- Г. Втрату міцності зуба при зносі.

42. Явище динамічності навантаження при розрахунках циліндричних зубчастих передач враховують коефіцієнтом k_v . З чим пов'язують вибір або розрахунок його і який запис зроблений помилково?

- А. З коловою швидкістю.
- Б. Розміщенням зубчастого колеса на валу щодо опор.
- В. Точністю виготовлення зубчатих коліс.
- Г. Можливістю їх спрацьованості в передачі.

43. Для якої з приведених передач слід призначити найбільший коефіцієнт концентрації навантаження?



44. Порівнюються передачі, у яких відношення ширини зубчатого колеса (b) до діаметру (d_1) складає: 1) $\frac{b}{d_1} = 0,2$; 2) $\frac{b}{d_1} = 0,4$; 3)

$\frac{b}{d_1} = 0,8$; 4) $\frac{b}{d_1} = 1$. У якому випадку коефіцієнт концентрації навантаження буде найбільшим?

А. $\frac{b}{d_1} = 0,2$.

Б. $\frac{b}{d_1} = 0,4$.

В. $\frac{b}{d_1} = 0,8$.

Г. $\frac{b}{d_1} = 1$.

45. Чому рівний коефіцієнт динамічності, якщо корисне навантаження на зуб складає 40000 Н, а додаткове динамічне – 4000 Н?

А. 0,1.

Б. 1,0.

В. 1,1.

Г. 0,9.

46. Для зменшення динамічних навантажень в зубчастій передачі запропоновано: 1) зробити зуб бочкоподібної форми; 2) знизити твердість колеса ($HV < 350$) ; 3) зменшити розміри зубчастих коліс; 4) зменшити модуль при тих же розмірах. Яка з дій не дає позитивного ефекту?

- А. Перша.
- Б. Друга.
- В. Третя.
- Г. Четверта.

47. По якій з приведених формул слід визначати напругу згину для розрахунку нереверсивної зубчастої передачі?

- А. $[\sigma]_F = \frac{\sigma_B Y_{\Pi} Y_M}{n}$.
- Б. $[\sigma]_F = \frac{\sigma_T Y_{\Pi} Y_M}{n}$.
- В. $[\sigma]_F = \frac{\sigma_O Y_{\Pi} Y_M}{n}$.
- Г. $[\sigma]_F = \frac{\sigma_{-1} Y_{\Pi} Y_M}{n}$.

48. З чим пов'язують вибір контактної напруги, що допускається, для розрахунку зубчастих передач?

- А. З твердістю матеріалу.
- Б. Характеристиками механічної міцності.
- В. Мікроструктурою.
- Г. Характеристиками зносостійкості.

49. Облік режиму навантаження при розрахунках зубчастих передач полягає в тому, що вибрана або розрахована напруга, що допускається, для не змінного в часі тривалого навантаження помножують на коефіцієнт режиму (коефіцієнт довговічності) $K_L = \sqrt[n]{\frac{N_o}{N_E}}$.

Чому рівний показник ступеня n при розрахунках на контактну міцність?

- А. 9.
- Б. 8.
- В. 7.
- Г. 6.

50. Коефіцієнт режиму навантаження (коефіцієнт довговічності) K_L , за допомогою якого враховується змінність навантаження зубчастої передачі в часі, яким по величині може бути?

- А. Менше одиниці.
- Б. І менше, і рівний, і більше одиниці.
- В. Більше одиниці.
- Г. Рівний або більше одиниці, але з обмеженням найбільшого значення.

51. При розрахунках зубчастих передач на згинальну міцність з урахуванням режиму навантаження, яка величина приймається як базове число циклів зміни навантажень N_o ?

- А. 10^6 .
- Б. $4 \cdot 10^6$.

В. $10 \cdot 10^6$.

Г. $25 \cdot 10^6$.

52. При проектуванні закритої зубчастої передачі відомо: момент на колесі T_2 ; частота обертання колеса n_2 ; режим навантаження. Чи достатньо цих відомостей, щоб виконати її розрахунок?

А. Достатньо.

Б. Необхідно додатково знати число зубів колеса z_2 .

В. Необхідно додатково знати передаточне число u .

Г. Необхідно додатково знати потужність на колесі N_2 .

53. При проектуванні закритої зубчастої передачі виконують наступні основні розрахунки: 1) розраховують і призначають модуль; 2) розраховують і призначають міжосьову відстань; 3) розраховують або призначають число зубів зубчастих коліс пари; 4) призначають ширину зубчастих вінців; 5) розраховують діаметри; 6) призначають ступінь точності. У якій послідовності виконують ці розрахунки, якщо за критерій працездатності прийнята контактна міцність зубів?

А. 1, 2, 3, 4, 5, 6.

Б. 2, 1, 3, 5, 4, 6.

В. 3, 4, 1, 2, 5, 6.

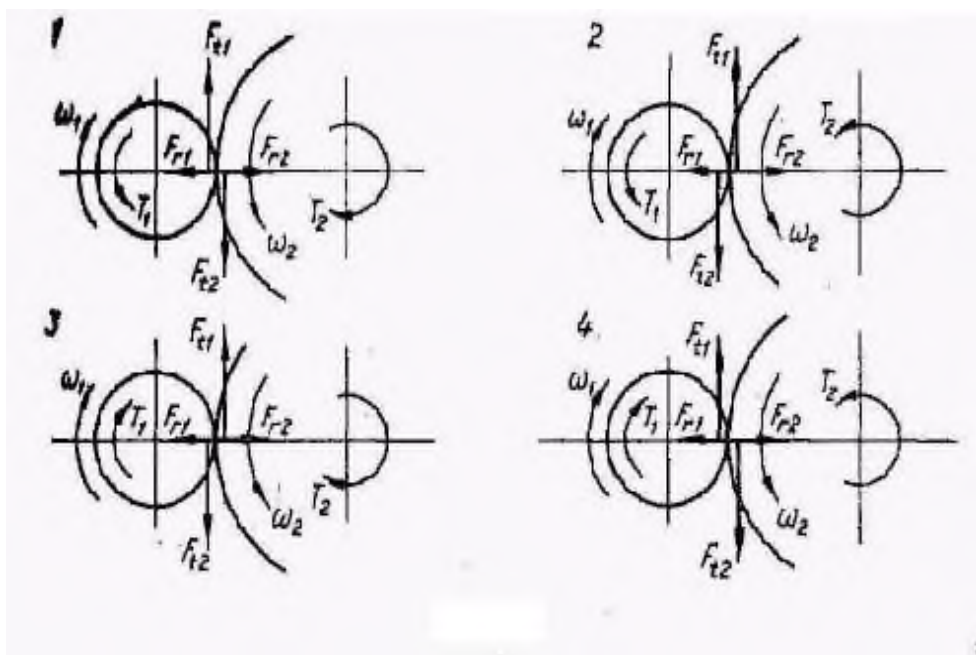
Г. 6, 4, 3, 2, 5, 3.

54. У розрахунках зубчастих передач доводиться стикатися з наступними перевірочними розрахунками: 1) перевірка на втомну контактну міцність; 2) перевірка на втомну згинальну міцність; 3)

перевірка на відсутність пластичних поверхневих деформацій при дії пікових навантажень; 4) перевірка на об'ємну міцність зуба при дії пікових навантажень. Стосовно зубчастої передачі в редукторі приводу з відомим двигуном які перевірочні розрахунки треба зробити?

- А. Всі.
- Б. 1, 2, 4.
- В. 1, 2.
- Г. 2, 3.

55. Яка схема дії сил і моментів в зубчатій парі вірна?



56. Які значення кута нахилу зуба реальні в косозубих циліндричних зубчастих колесах?

- А. $\beta = 2 - 8^\circ$.
- Б. $\beta = 8 - 20^\circ$.
- В. $\beta = 20 - 40^\circ$.

Г. $\beta = 40 - 60^\circ$.

57. Стосовно до косозубого зубчастого колеса розрізняють модуль торцевий (m_t) і модуль нормальний (m_n). Який взаємозв'язок між ними?

А. Не пов'язані один з одним.

Б. Рівні.

В. $m_t > m_n$.

Г. $m_t < m_n$.

58. По якій з формул розраховується ділительний діаметр косозубого зубчастого колеса з кутом нахилу зуба, що має z зубів і нормальний модуль m_n ?

А. $d = m_n z$.

Б. $d = m_n z \cos \beta$.

В. $d = m_n z \sin \beta$.

Г. $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$.

59. У косозубого зубчастого колеса розрізняю три кроки: торцевий, нормальний, осьовий і відповідно три модулі. Який модуль призначається із стандартного ряду чисел?

А. Всі.

Б. Нормальний (m_n).

В. Торцевий (m_t).

Г. Осьовий (m_a).

60. При прийнятій міжосьовій відстані (a_{ω}), значенні нормального модуля (m_n) і цілому числі зубів (z_1, z_2) кут нахилу зубів (β) знаходять розрахунковим шляхом. Якою формулою при цьому треба скористатися?

А. $\beta = \operatorname{arctg} \frac{m_n}{2a_{\omega}}(z_1 + z_2)$.

Б. $\beta = \operatorname{arctg} \frac{m_n}{2a_{\omega}}(z_1 + z_2)$.

В. $\beta = \operatorname{arcsin} \frac{m_n}{2a_{\omega}}(z_1 + z_2)$.

Г. $\beta = \operatorname{arccos} \frac{m_n}{2a_{\omega}}(z_1 + z_2)$.

61. Позитивні якості косозубої передачі виявляються за наявністю осьового перекриття зубів в зубчастих колесах. Як виражається умова осьового перекриття?

А. $b \geq \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$.

Б. $b \geq \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$.

В. $b \geq \frac{\pi m_n}{\operatorname{tg} \beta}$.

Г. $b \geq \frac{\pi m_n}{\operatorname{ctg} \beta}$.

62. Форма косоного зуба в нормальному перетині відповідає формі зуба еквівалентного прямозубого зубчастого колеса з числом зубів z_E (еквівалентне число зубів). По якій формулі це число розраховується?

А. $z_E = z$.

Б. $z_E = \frac{z}{\cos \beta}$.

В. $z_E = \frac{z}{\cos^2 \beta}$.

Г. $z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.

63. Передача з косозубими зубчастими колесами в порівнянні з аналогічною прямозубою має наступні переваги: 1) добре приробляється; 2) працює плавно, із значно меншим шумом; 3) має велику згинальну і контактну міцність зубів; 4) створює осьові навантаження на вали і підшипники. Яке з перерахованих якостей віднесено до переваг помилково?

- А. Перше.
- Б. Друге.
- В. Трете.
- Г. Четверте.

64. Чи можна вести розрахунки косозубих передач на контактну міцність по тих же формулах, що і прямозубих?

- А. Не можна.
- Б. Можна.
- В. Доцільно навантаження для розрахунку завищити приблизно в 1,3 – 1,4 рази.
- Г. Доцільно навантаження для розрахунку знизити в 1,3 – 1,4 рази.

65. Як вибирається коефіцієнт міцності Y при розрахунках косозубих зубчастих коліс на згинальну міцність?

- А. По тих же рекомендаціях, що і для прямозубих.
- Б. По тих же рекомендаціях, що і для прямозубих, але з введенням додаткового поправочного коефіцієнта, що враховує кут нахилу зуба (γ_β).
- В. По тих же рекомендаціях, що і для прямозубих, але по еквівалентному числу зубів (z_E) і введенням поправочного коефіцієнта (γ_β).
- Г. По тих же рекомендаціях, що і для прямозубих, але по еквівалентному числу зубів.

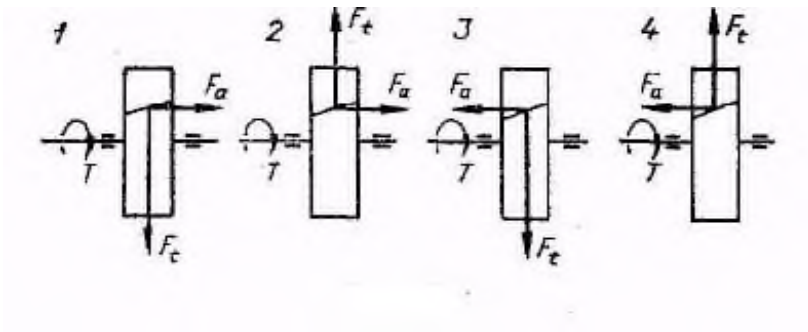
66. За інших рівних умов яку призначають ступінь точності косозубих зубчастих коліс в порівнянні з прямозубими?

- А. Нижчу.
- Б. Вищу.
- В. Таку ж.
- Г. З урахуванням конкретних умов експлуатації – і вищу, і нижчу.

67. Динамічні навантаження в передачах з косозубими зубчастими колесами в порівнянні з такими ж передачами з прямозубими колесами:

- А. Рівні.
- Б. Менші.
- В. Більші.
- Г. І більші, і менші залежно від конкретних умов експлуатації.

68. Яка схема дії сил на зуб шестерні вірна?



69. За якою формулою обчислюється осьова сила в зачепленні косозубих зубчастих коліс?

А. $F_a = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$.

Б. $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$.

В. $F_a = F_t \operatorname{ctg} \beta$.

Г. $F_a = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta}$.

70. Які значення кута нахилу зуба реальні для шевронних зубчастих коліс?

А. $\beta = 2 - 8^\circ$.

Б. $\beta = 8 - 20^\circ$.

В. $\beta = 20 - 40^\circ$.

Г. $\beta = 40 - 60^\circ$.

71. У передачі з косозубими зубчастими колесами із збільшенням кута нахилу зуба: 1) збільшуються осьові навантаження на опори валів; 2) поліпшується пропрацьованість зубчастих коліс; 3)

підвищується плавність роботи; 4) підвищується згинальна і контактна міцність зубів. Яке з цих тверджень не має сенсу стосовно передач з шевронними зубчатими колесами?

- А. Перше.
- Б. Друге.
- В. Трете.
- Г. Четверте.

72. У передачі з шевронними зубчастими колесами збільшили кут нахилу зуба, не міняючи діаметри. Як змінилися навантаження на опори?

- А. Збільшилися.
- Б. Зменшилися.
- В. Не змінилися.
- Г. Можливо і збільшення, і зменшення залежно від первинного кута нахилу зуба.

73. У передачі з шевронними зубчастими колесами одне з коліс пари повинне мати свободу осьових переміщень. Що відбудеться, якщо позбавити його цієї свободи?

- А. Зміниться передаточне число передачі.
- Б. Збільшаться динамічні навантаження.
- В. Порухиться правильність зачеплення.
- Г. З'являться осьові навантаження на вали.

74. Як розташовані осі провідного і веденого елементів в хвильових передачах?

- А. Співвісно.
- Б. Паралельно.
- В. Перетинаються.
- Г. Схрещуються.

75. Наголошуються позитивні відмінності планетарної передачі від звичайної зубчастої: 1) великі передаточні числа; 2) великі габарити і маса; 3) підвищена здатність навантаження; 4) менший шум. У якому пункті допущена помилка?

- А. В першому.
- Б. В другому.
- В. В третьому.
- Г. В четвертому.

76. Які зуби має зубчасте колесо із зачепленням Новікова?

- А. Прямі.
- Б. Гвинтові (косі).
- В. Круглі.
- Г. Будь-які з перерахованих.

77. Якими кривими обкреслений робочий профіль зуба в передачі із зачепленням Новікова?

- А. Евольвентою.
- Б. Циклоїдою.

- В. Дугами кола.
- Г. Поєднанням прямих і дуг кола.

78. Приведений радіус кривизни в зачепленні Новікова в порівнянні з евольвентними:

- А. Більше.
- Б. Менше.
- В. Рівний.
- Г. І більше, і менше, і рівний.

79. У скільки разів (приблизно) несуча здатність передач із зачепленням Новікова при матеріалах, що покращені, зубчастих коліс і двох лініях зачеплення вище, ніж евольвентних?

- А. У 1,1.
- Б. У 1,4.
- В. У 1,8.
- Г. У 2,2.

80. Чому рівні реальні значення кута нахилу зубів у зубчастих коліс із зачепленням Новікова?

- А. $6 - 10^\circ$.
- Б. $10 - 20^\circ$.
- В. $20 - 30^\circ$.
- Г. $30 - 50^\circ$.

81. Здатність навантаження передачі із зачепленням Новікова можна збільшити: 1) якщо перейти на профіль з двома лініями зачеплення; 2) штучно збільшуючи число пар зубів, що зачіпляються; 3) зменшуючи кут нахилу зубів; 4) збільшуючи модуль. Який спосіб переважний при обмежених осьових габаритах?

- А. Перший.
- Б. Другий.
- В. Третій.
- Г. Четвертий.

4. Конічні та черв'ячні передачі

4.1. Конічні передачі

4.1.1. Загальні відомості

В передачах, в яких осі валів перетинаються під деяким кутом Σ , застосовують конічні зубчасті колеса. Найбільш поширені передачі із кутом $\Sigma = 90^\circ$.

Конічні передачі складніше циліндричних у виготовленні і монтажі. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати та інструмент. Виконати конічне зачеплення із тим же ступенем точності, що і циліндричне, значно важче. Одне із конічних коліс, як правило, розташовують консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба. В конічному зачепленні діють осьові сили, наявність яких ускладнює конструкцію опор. Все це призводить до того, що, за досвідченими даними, здатність навантаження конічної прямозубої передачі складає лише близько 85% циліндричної. Проте, не дивлячись на очевидні недоліки, конічні передачі мають широке застосування в тих випадках, коли за умов компоновки машин і механізмів необхідно розташовувати вали під кутом.

4.1.2. Геометричні та кінематичні параметри конічної передачі

Аналогами початкових і ділительних циліндрів циліндричних передач в конічних передачах є початкові і ділительні конуси із кутами δ_1 і δ_2 . Конуси, що створюються до перпендикулярних створюючих ділительних конусів, називають *додатковими конусами*. Перетин зубів додатковим конусом називають *перетином торця*. Розміри, що відносяться до зовнішнього перетину торця, супроводжують індексом e , наприклад, d_e , R_e та ін. Розміри в середньому перетині супроводжують індексом m : d_m , R_m . Ці та інші параметри показані на рис. 4.1.

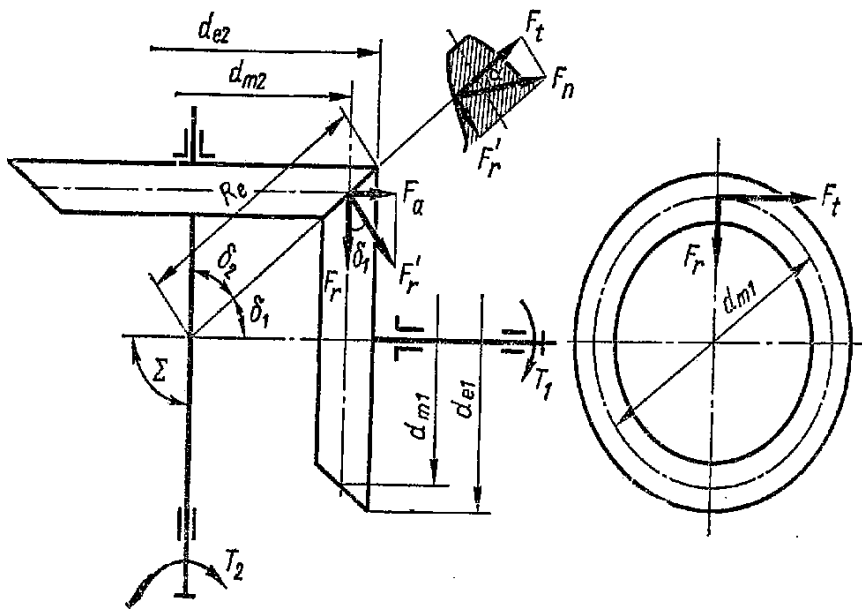


Рис. 4.1

В основу розрахунку конічних передач встановлені формули для визначення контактних ζ_H (3.9) та згинальних ζ_{F1} і ζ_{F2} (3.14) напружень

циліндричних коліс, в яких деякі параметри замінені на еквівалентні, що відображають особливості конічних передач.

Для еквівалентних циліндричних коліс числа їх зубів визначаються за формулами

$$z_{vt1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{vt2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}, \quad (4.1)$$

де z_1 і z_2 – числа зубів конічних коліс; δ_1 і δ_2 – кути ділительних конусів конічних коліс (як правило виконується умова $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$).

Передаточне відношення, при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ можна представити

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Крім того, передаточне число i можна представити у вигляді

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \text{ при } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (4.2)$$

4.1.3. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі

В зачепленні конічної передачі діють сили колова F_t , радіальна F_r і осьова F_a . Залежність між цими силами можна встановити за допомогою рис. 4.1, де сили зображені прикладеними до шестерні.

По нормалі до зуба діє сила F_n , яку розкладають на F_t і F'_r . У свою чергу, F'_r розкладають на F_a і F_r . Тоді сили рівні

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}},$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad F'_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.3)$$

$$F_r = F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1,$$

$$F_a = F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1.$$

Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного. Параметри еквівалентних коліс використовують при розрахунку на міцність.

Діаметри еквівалентних коліс

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1},$$

$$d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (4.4)$$

Числа зубів еквівалентних коліс

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1},$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (4.5)$$

Тоді основні розрахункові формули для конічної передачі виглядатимуть таким чином:

для розрахунку по критерію контактної міцності $\zeta_H \leq [\zeta_H]$:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{0,85 \cdot i \cdot d_{m1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.6)$$

для розрахунку за критерієм міцності на згин $\zeta_F \leq [\zeta_F]$:

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{0,85 m_m} Y_{v1} \leq [\sigma_{F1}], \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{v2}}{Y_{v1}} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (4.7)$$

Формули (4.6) і (4.7) після підстановки конкретних значень деяких параметрів, а також ряду перетворень можна представити у вигляді більш зручному для практичного застосування

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{i_\phi^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{e2} \cdot b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H]; \quad (4.8)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F2} \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_{F2}] \\ \sigma_{F1} &= \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}] \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

Тут коефіцієнти форми зубів Y_{v1} і Y_{v2} вибираються відповідно для z_{v1} і z_{v2} ; $d_{m1} = z_1 \cdot m_m$ – середній дільний діаметр конічної шестерні.

В приведених формулах враховано, що на підставі експериментальних даних конічні колеса можуть нести навантаження на 15% менше, ніж циліндричні таких же розмірів.

Рекомендації за визначенням коефіцієнтів $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) і K_{HV} (K_{FV}), що входять у формули (4.8) і (4.9) дані в роботах [11, 15].

4.1.4. Приклад розрахунку конічної зубчасті передачі

Задача. Розрахувати конічну передачу одноступеневого редуктора за такими даними: крутний момент на ведучому валу $T_1 = 186$ Н·м; передаточне відношення передачі $i = 2,3$; частота обертання $n_1 = 745$ об/хв; строк служби передачі $t = 12 \cdot 10^3$; коефіцієнти тривалості дії моментів $X_1 = 0,15$, $X_2 = 0,7$, $X_3 = 0,1$, $X_4 = 0,05$; коефіцієнти, які характеризують зміну величини крутного моменту $Y_1 = 1,25$, $Y_2 = 1,0$, $Y_3 = 0,85$, $Y_4 = 0,65$.

Розв'язання.

1. Проектний розрахунок

Виберемо для виготовлення (табл. 3.4) шестерні сталь 40Х із загартуванням СВЧ $[\sigma_{HP}]_1 = 900$ МПа, а для зубчастого колеса – сталь 45 із загартуванням СВЧ $[\sigma_{HP}]_2 = 800$ МПа;

Визначення допустимих контактних напружень і напружень згину
 $[\sigma_{HP}] = k_{HL} \cdot \sigma_{HP} = 900 \cdot 1 = 900$ МПа; $[\sigma_{FP}] = k_{FL} \cdot \sigma_{FP} = 800 \cdot 1 = 800$ МПа.

Основні геометричні параметри передачі:

Прийmemo коефіцієнт ширини $\psi_{bd} = 0,4$, тоді коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині вінця визначиться як $k_{H\beta} = 1,17$.

Середній діаметр ділильного кола шестерні дорівнюватиме

$$d_{m1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_{HP}]^2}} = 780 \cdot \sqrt[3]{\frac{186 \cdot 1,17 \cdot \sqrt{2,3 + 1}}{0,85 \cdot 0,4 \cdot 800^2}} = 95 \text{ мм.}$$

Ширина зубчастого вінця шестерні $b_{\omega} = d_{m1} \cdot \psi_{bd} = 95 \cdot 0,4 = 38$ мм.

Кути ділильних конусів відповідно колеса і шестерні визначимо за виразами:

$$\delta_2 = \arctg(i) = \arctg(2,3) = 67^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 67^\circ = 23^\circ.$$

Зовнішній ділильний діаметр шестерні обчислимо за формулою:

$$d_{e1} = d_{m1} + b_{\omega} \cdot \sin \delta_1 = 95 + 38 \cdot \sin(23^\circ) = 110 \text{ мм,}$$

після чого знайдемо величину зовнішньої конусної відстані:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{110}{2 \cdot \sin(23^\circ)} = 140 \text{ мм.}$$

Прийmemo число зубів шестерні рівним $z_1 = 20$, тоді число зубів колеса дорівнює $z_2 = z_1 \cdot i = 20 \cdot 2,3 = 46$.

Зовнішній коловий модуль визначимо як:

$$m_e = \frac{2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1}{z_1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \sin(23^\circ)}{20} = 5,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо значення модуля зі стандартного другого ряду $m_e = 5,5$ мм.

У зв'язку з прийняттям величини зовнішнього колового модуля уточнимо розміри:

зовнішній ділительний діаметр шестерні:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 5,5 \cdot 20 = 110 \text{ мм;}$$

середній ділительний діаметр шестерні:

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 110 - 38 \cdot \sin(23^\circ) = 95 \text{ мм;}$$

зовнішня конусна відстань:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{110}{2 \cdot \sin(23^\circ)} = 140 \text{ мм;}$$

середній коловий модуль:

$$m_m = d_{m1} / z_1 = 95 / 20 = 4,8 \text{ мм;}$$

середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b \cdot \sin \delta_1 = 140 - 0,5 \cdot 38 = 121 \text{ мм.}$$

Визначимо розрахункові конструктивні параметри колеса і шестерні:

зовнішній ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 5,5 \cdot 46 = 253 \text{ мм;}$$

зовнішня висота зуба:

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 5,5 = 12,1 \text{ мм;}$$

зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e = 5,5 \text{ мм;}$$

зовнішня висота ніжки зуба:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 5,5 = 6,6 \text{ мм};$$

зовнішній діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = 110 + 2 \cdot 5,5 \cdot \cos 23^\circ = 120 \text{ мм};$$

зовнішній діаметр вершин зубів:

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = 253 + 2 \cdot 5,5 \cdot \cos 67^\circ = 257 \text{ мм}.$$

Знайдемо значення силових чинників, діючих в зачепленні (4.3):

$$\text{колова сила } F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 186 / 95 = 3916 \text{ Н};$$

радіальна сила на шестерні чисельно дорівнює радіальній силі на

$$\text{колесі: } F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3016 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 23^\circ = 1010 \text{ Н};$$

радіальна сила на шестерні або осьова шестерня на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3016 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 23^\circ = 429 \text{ Н}.$$

2. Перевірочний розрахунок

Перевірка зубів на контактну витривалість.

Коефіцієнт торцевого перекриття визначиться як:

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{46} \right) = 1,65,$$

тоді значення коефіцієнта, який враховує довжину контактних ліній, дорівнюватиме:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,65}{3}} = 0,89.$$

Колову швидкість на середньому ділільному діаметрі шестерні знаходимо з виразу:

$$v_m = \frac{\pi \cdot d_{e1} \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,11 \cdot 745}{60} = 4,3 \text{ м/с}.$$

Питома колова динамічна сила складе:

$$w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_m \cdot \sqrt{R_m / i} = 0,06 \cdot 42 \cdot 4,3 \cdot \sqrt{121 / 2,3} = 79 \text{ Н/мм.}$$

Оскільки розрахункове значення питомої колової динамічної сили не перевищує граничної величини $w_{HV} < w_{HV}^{max} = 310 \text{ Н/мм}$, то в подальших обчисленнях будемо приймати розрахункове значення.

Питома розрахункова колова сила знаходиться з виразу:

$$w_{Ht} = \frac{F_t \cdot k_{H\beta}}{b_\omega} = \frac{3916 \cdot 1,17}{38} = 120 \text{ Н/мм.}$$

Тоді коефіцієнт динамічності дорівнює:

$$k_{HV} = 1 + \frac{w_{HV}}{w_{Ht}} = 1 + 79/120 = 1,66.$$

Після підстановки числових значень у формулу визначимо величину діючого контактного напруження (4.6):

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{120 \cdot 1,66 \cdot \sqrt{2,3^2 + 1}}{0,85 \cdot 95 \cdot 2,3}} = 706,5 \text{ МПа} < [\sigma_{HP}] = 800 \text{ МПа}$$

Перевірка зубів на згинальну витривалість.

Для перевірки зачеплення на витривалість по напруженнях згину заздалегідь визначимо відношення допустимого напруження згину до коефіцієнта форми зуба окремо для шестерні і окремо для колеса:

$$\Delta_1 = [\sigma_{FP}]_1 / Y_{F1} = 235 / 4,08 = 57,59;$$

$$\Delta_2 = [\sigma_{FP}]_2 / Y_{F2} = 205 / 3,90 = 52,56.$$

Для знаходження коефіцієнтів обчислимо заздалегідь еквівалентне число зубів (див. формулу (4.5)):

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = 20 / \cos 23^\circ = 22; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = 46 / \sin 67^\circ = 50.$$

Оскільки відношення Δ_1 менше Δ_2 , то подальший розрахунок по напруженнях згину будемо проводити для шестерні, як слабшої ланки.

Обчислимо величину питомої динамічної колової сили при згині:

$$w_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_m \cdot \sqrt{R_m / i} = 0,016 \cdot 42 \cdot 4,3 \cdot \sqrt{121 / 2,3} = 20,9 \text{ МПа/мм.}$$

Питома розрахункова колова сила при згині визначається виразом:

$$w_{Ft} = \frac{F_t \cdot k_{F\beta}}{b_\omega} = \frac{3916 \cdot 1,37}{38} = 141 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт, який враховує дію динамічного навантаження, дорівнює:

$$k_{FV} = 1 + \frac{w_{FV}}{w_{Ft}} = 1 + 20,9 / 141 = 1,15.$$

Підставляючи розрахункові значення співмножників у формулу знаходимо величину напруження згину:

$$\sigma_{FP} = \frac{Y_F \cdot w_{Ft} \cdot k_{FV}}{m_m} = 3,9 \cdot 141 \cdot 1,15 / 4,8 = 132 \text{ МПа} < [\sigma_{FP}] = 235 \text{ МПа.}$$

Оскільки конічне зачеплення відповідає перевірці на міцність по напруженнях згину σ_{FP} , то розрахунок передачі можна вважати закінченим.

4.2. Черв'ячні передачі

4.2.1. Загальні відомості та класифікація

Черв'ячні передачі служать для перетворення обертального руху ланок осі яких перехрещуються (рис. 4.2). Звичайно кут перехрещення рівний 90° .

Область застосування черв'ячних передач досить незначна. Вони застосовуються в передачах порівняно невеликої потужності

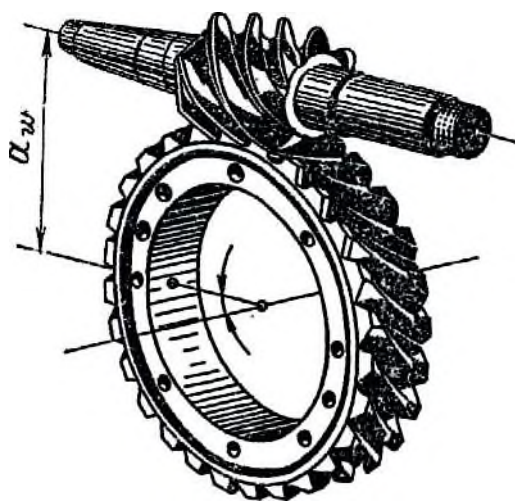


Рис. 4.2

(до 60 кВт); для короткочасно працюючих пристроїв, які мають значні перерви в роботі; при необхідності забезпечення низької шумності роботи передачі; для забезпечення плавності роботи та ін. Область і режими застосування черв'ячних передач обумовлена їх перевагами і недоліками.

Перевагами черв'ячних передач є: великий кінематичний ефект, тобто можливість реалізації великого передаточного відношення в одній парі (теоретично в межах від 8 до 200 і навіть до 500), при достатньо малих габаритах; наявність ефекту самогальмування відомого черв'ячного колеса; плавність ходу і безшумність роботи.

До недоліків черв'ячної передачі можна віднести наступні: менший в порівнянні із зубчастими передачами ККД ($\eta = 0,6 \dots 0,9$); необхідність застосування для виконання коліс дорогих антифрикційних матеріалів (бронзи); підвищені вимоги до точності

виготовлення і збірки передачі; значні осьові сили, діючі на опори черв'яка і ускладнюючі конструкцію опор.

Найширше розповсюдження в практиці загальнопромислового виробництва знайшли черв'ячні механізми із циліндричним, тобто архімедовим черв'яком.

4.2.2. Геометричні параметри черв'ячної передачі

В черв'ячній передачі, так само як і в зубчастій, розрізняють діаметри початкових і ділільних циліндрів (рис. 4.3): d_{w1} , d_{w2} – початкові діаметри черв'яка і колеса; d_1 , d_2 – ділільні діаметри черв'яка і колеса. Точка дотику початкових циліндрів є полюсом зачеплення. В передачах без зсуву виконуються умови: $d_1 = d_{w1}$, $d_2 = d_{w2}$.

Черв'як. Розрізняють за наступними ознаками: за формою початкової поверхні черв'яка, – циліндричні (рис. 4.4, а) і глобоїдні (рис. 4.4, б); за формою профілю різьби – із прямолінійними (рис. 4.5, а) і криволінійними (рис. 4.5, б) профілем в осьовому перетині. Найбільш поширені циліндричні черв'яки із прямолінійним профілем (архімедовий черв'як).

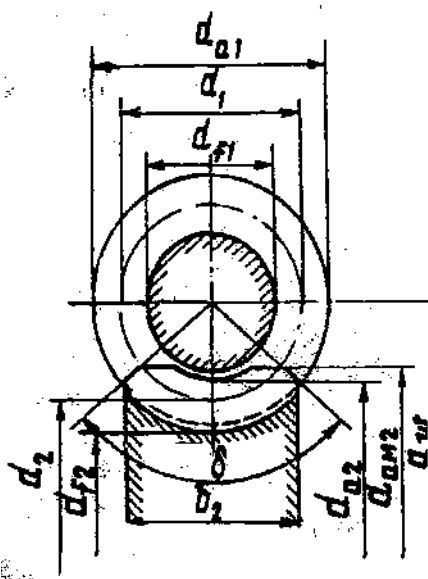


Рис. 4.3

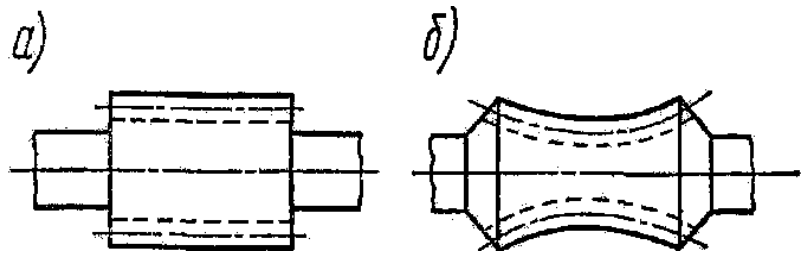


Рис. 4.4

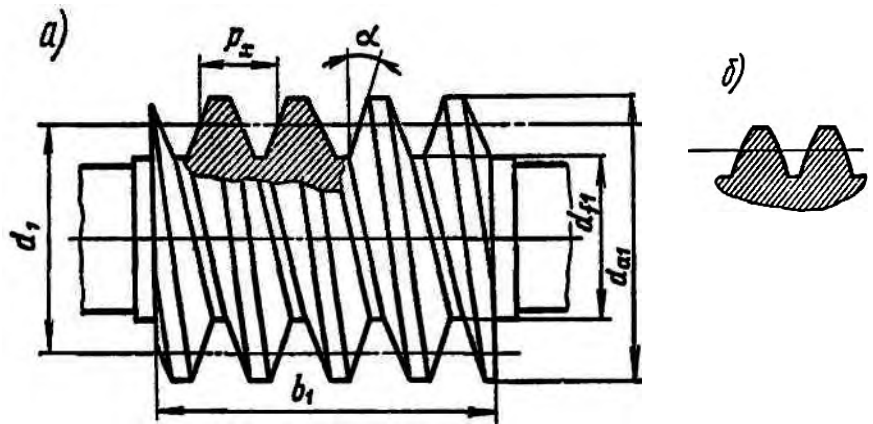


Рис. 4.5

Основними параметрами черв'яка є: профільний кут $\alpha = 20^\circ$; осьовий модуль $m = p / \pi$. Різьба черв'яка може бути однозахідною або багатозахідною. Число заходів черв'яка позначають z_1 . Черв'яки можуть бути одно-, дво- і чотиризахідними. Значення осьового модуля m , приймаються за стандартом із наступного ряду: 2,0; 2,5; (3,0); 3,15; (3,5); 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; (7,0); 8,0; 10,0... Значення модулів, не укладені в дужки, є переважними.

Діаметр ділительного циліндра черв'яка визначається за формулою

$$d_1 = m \cdot q_1, \quad (4.10)$$

де q_1 – коефіцієнт діаметра черв'яка. Цей параметр також приймається за стандартом із ряду: 8; 9; 10; 12,5; 14; 16; 20.

Із зменшенням модуля m рекомендується значення коефіцієнта q збільшувати для забезпечення достатньої жорсткості черв'яка на згин. Коефіцієнт діаметра черв'яка визначає номенклатуру фрез для нарізування черв'ячних коліс.

Кут підйому гвинтової лінії по ділильному циліндру рівний

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q_1}. \quad (4.11)$$

Діаметр вершин черв'яка (рис. 4.4)

$$d_{a1} = d_1 + 2m. \quad (4.12)$$

Діаметр западин черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (4.13)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка в передачах із нульовим зсувом ($x = 0$):

$$\text{для } z_1 = 1,2 : b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_1) \cdot m;$$

$$\text{для } z_1 = 4 : b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m;$$

Черв'ячне колесо. Ділильний діаметр черв'ячного колеса $d_2 = mz_2$ (рис. 4.3). Число зубів черв'ячного колеса рекомендується приймати в межах $28 \leq z_2 \leq 120$. В особливих випадках допускається приймати z_2 до 1000. При $z_2 \leq 28$ з'являється небезпека підрізування зубів і зменшується сумарна довжина лінії контакту.

Для забезпечення стандартного або заданого значення міжосьової відстані, черв'ячна передача може виконуватися із зсувом

початкового контуру черв'ячного колеса. Черв'як завжди нарізається без зсуву.

Розміри черв'ячного колеса без зсуву:

діаметр вершин колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$;

діаметр западин колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m$;

найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} ; \quad (4.14)$$

ширина вінця черв'ячного колеса

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

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

міжосьова відстань (при $x = 0$)

$$a_w = 0,5(q + z_2)m = \frac{d_1 + d_2}{2} . \quad (4.15)$$

Передаточне відношення черв'ячної передачі для одноступінчастої співпадає із передаточним числом i) дорівнює:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (4.16)$$

4.2.3. ККД черв'ячної передачі

В черв'ячній передачі є втрати в зачепленні η_z , в опорах (підшипниках) η_n і на розбризкування мастила η_p , які враховуються відповідними ККД:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_p . \quad (4.17)$$

ККД зачеплення в черв'ячній парі визначається за формулою, аналогічною для ККД гвинтової пари:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^f)}. \quad (4.18)$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка; φ^f – кут тертя, який рівний $\varphi^f = \operatorname{arctg} f$.

Кут γ залежить від числа заходів z_1 і коефіцієнта q , так що ККД збільшується із зростанням z_1 і зменшенням q .

Коефіцієнт тертя f визначається експериментально залежно від швидкості ковзання в зачепленні, сорту мастила і матеріалів поверхонь, що труть. Із збільшенням швидкості ковзання коефіцієнт f зменшується унаслідок посилення підтримуючого ефекту масляного клина.

Залежність кута тертя φ^f при бронзовому вінці черв'ячного колеса і сталевому черв'яку від швидкості ковзання $v_{ков}$ приведені в табл. 4.1. Менші значення φ^f відповідають передачі із шліфованими черв'яками ($R_a \leq 0,4$ мкм) із твердістю активних поверхонь витків HRC ≥ 45 .

Приведені в табл. 4.1 значення φ^f знайдено із урахуванням втрат в опорах і на розбризування, тому при використуванні цих даних у формулі (4.16) можна прийняти $\eta_n = 1$, $\eta_p = 1$.

Швидкість ковзання визначається за формулою

$$v_{ков} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cos \gamma}. \quad (4.19)$$

де n – частота обертання черв'яка, об/хв.

Таблиця 4.1

$v_{\text{КОВ}}, \text{ м/с}$	$\varphi^I, \text{ град}$	$v_{\text{КОВ}}, \text{ м/с}$	$\varphi^I, \text{ град}$
0,01	6,283...6,850	2,5	1,717...2,283
0,1	4,567...5,150	3,0	1,600...2,000
0,25	3,717...4,283	4,0	1,317...1,717
0,50	3,150...3,713	7,0	1,039...1,483
1,00	2,283...2,867	10	0,917...1,363
2,00	2,000...2,583	15	0,800...1,150

Залежно від конкретного виконання і умов роботи ККД черв'ячної передачі коливається в межах $\eta = 0,6...0,95$.

4.2.4. Сили в зачепленні черв'ячної передачі

Рівнодіюча нормальних сил в зачепленні черв'ячної передачі приводиться до полюса зачеплення, розташованого в середній площині, і розкладаються на складові: колову F_t , осьову F_a і радіальну F_r .

Із умови рівноваги при сталому русі можна записати:

$$F_{t2} = F_{a1}, \quad F_{t1} = F_{a2}, \quad F_{r1} = F_{r2} \quad (\text{див. рис. 4.6}).$$

При заданому крутному моменті на черв'ячному колесі отримаємо (для передачі без зсуву):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (4.20)$$

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha .$$

Співвідношення між коловою і осьовою силами на черв'яку отримані по аналогії із співвідношенням сил в гвинтовій парі.

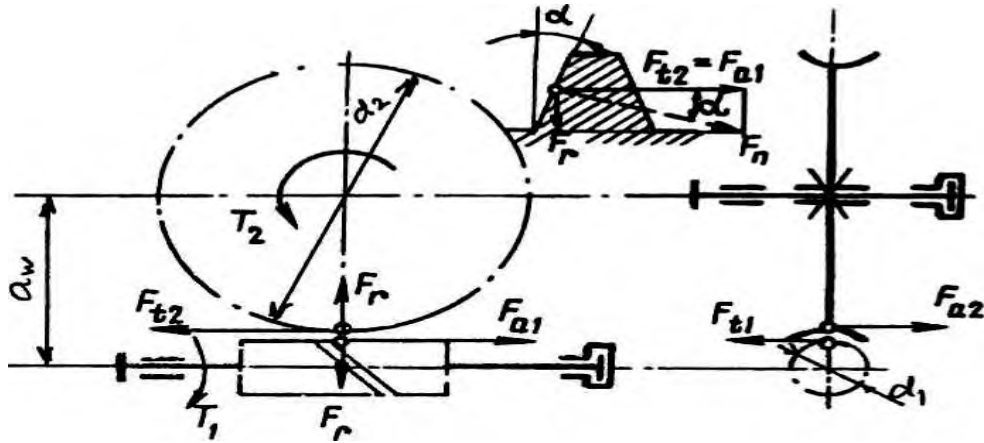


Рис. 4.6

4.2.5. Розрахунок на міцність черв'ячної передачі

В основу розрахунку черв'ячних передач встановлений умовний розрахунок по контактним напруженням, що визначається за формулою Герца (3.3).

При обчисленні p_{np} черв'ячну передачу умовно замінюють рейковою косозубою із кутом нахилу зубів, рівним куту підйому гвинтової лінії на ділільному циліндрі, тобто $\beta = \gamma$. Сумарна довжина

контактних ліній рівна в середньому $l_k = \frac{1,3d_1}{\cos \gamma}$. Для найпоширенішого

випадку, коли в якості матеріалу черв'яка застосовуються сталь, а черв'ячного колеса – бронза, можна прийняти $E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа і $E_2=0,9 \cdot 10^5$, $\gamma = 10^0$, а також середні значення коефіцієнтів z_H і z_ϵ , тоді

після підстановки прийнятих значень у формулу Герца і деяких перетворень отримаємо

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2,31 \cdot 10^5 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{d_2^2 \cdot d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (4.21)$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за довжиною контактної лінії; при не змінному за величиною навантаження приймають $K_{H\beta} = 1$; при значно змінному навантаженні – $K_{H\beta} > 1$; далі: T_2 – крутний момент на колесі, Нм; d_1 і d_2 – діаметри тривалих кіл черв'яка і колеса відповідно, мм; ζ_H [ζ_H] – фактичне і що допускається відповідно значення контактних напружень, МПа.

Щоб отримати із (4.21) формулу для визначення розмірів черв'яка і колеса, проведемо наступні перетворення

$$d_1 = m q = \frac{d_2}{z_2} q.$$

Вирішивши формулу (4.21) щодо d_2 , отримаємо

$$d_2 \geq 60 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot z_2}{q \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (4.22)$$

Розрахунок на згин зубів провести тільки для черв'ячного колеса. Він виконується як перевірочний за формулою

$$\sigma_F = \frac{1,5 T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot \cos \gamma \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (4.23)$$

де $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за лінією контакту; Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба, що визначається залежно від еквівалентного числа зубів по табл. 4.2.

$$z = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Таблиця 4.2

z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,85	1,80	1,70	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,27

4.2.6. Матеріали і допустимі напруження

Матеріали черв'ячної пари повинні володіти антифрикційними властивостями, добрим спрацюванням, стійкістю проти заїдання і підвищеною теплопровідністю.

Черв'яки виготовляються із сталей. Поверхня витків піддається цементації із подальшим гартуванням до твердості HRC = 56...63 або гартуванням ТВЧ до твердості HRC = 45...50. Крупні черв'яки піддаються азотуванню. Найбільш часто застосовують під цементацію сталь – 18 ХГТ, для гартування ТВЧ сталі – 40Х, 35 ГМ, 40 ХН і при азотуванні 30ХМ10А. Після термообробки поверхні витків звичайно шліфуються. Азотуванню піддаються шліфовані черв'яки.

Черв'ячні колеса звичайно виготовляються складовими: обід із бронзи, ступиця – із чавуну. В невідповідальних передачах обід може виконуватися також із чавуну. Якнайкращою для черв'ячних коліс є олов'яна бронза типу БрОЮНЖ і БрО10Ф1, проте вони вельми дорогі і застосовуються лише у відповідальних передачах. Безолов'яна бронза (БрА10Ж4Н4, БрА10ЖЗМц1,5 та ін.) володіє підвищеними механічними характеристиками, але мають знижені противозадирні властивості. Тому їх рекомендується застосовувати при $v_{\text{КОВ}} < 10$ м/с.

Значення допустимих напружень для матеріалів черв'ячних коліс приводяться в таблицях у вигляді залежності $[\zeta_H]_0$ і $[\zeta_F]_0$ від значень ζ_v і c_v при базових числах навантажень: для контактних напружень $N_{H0} = 10^7$, для напружень згину $N_{F0} = 10^6$.

Особливістю бронзи є відсутність горизонтальної ділянки на кривій витривалості, тому для них використовують умовну межу витривалості при деякому базовому числі циклів.

Розрахункові допустимі напруження визначаються із урахуванням дійсних чисел циклів N_H і N_F зміни напружень у зубів черв'ячних коліс за формулами

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H] &= [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \\ \sigma_F &= \sigma_{F0} \cdot K_{FL} \end{aligned} \right\}, \quad (4.24)$$

де K_{HL} і K_{FL} – коефіцієнти довговічності, що визначаються за формулами

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{10^7}{N_H}}; \quad K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{10^6}{N_F}}. \quad (4.25)$$

Криві витривалості апроксимуються степеневою залежністю по двох ділянках із різними показниками ступеня. Для $N_H \leq 10^7$ приймають $m_H = 8$. Для $N_F \leq 10^6$ приймають $m_F = 9$.

Для всіх бронз обмежується інтенсивність зношування активних поверхонь зубів черв'ячного колеса. У олов'яних бронз це враховується коефіцієнтом c_v , залежним від швидкості ковзання (табл. 4.3), у безолов'яних бронз безпосередньо величиною швидкості ковзання, що входить у вираз для контактних допустимих напружень.

Таблиця 4.3

$v_{ков}$	1	2	3	4	5	6	7	8
c_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

При проектувальному розрахунку швидкість ковзання невідома. Тому, очікувану швидкість ковзання рекомендується визначати за емпіричною залежністю

$$v_{ков}^1 \approx \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (4.26)$$

де n_1 – частота обертання черв'яка, об/хв; T_2 – крутний момент на черв'ячному колесі, Нм.

4.2.7. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Відомо, що ККД черв'ячної передачі відносно невисокий. Велика частина втрат енергії, що підводиться до редуктора, переходить в теплоту, що викликає перегрів передачі і, можливо, відмову.

Одним із основних обмежуючих параметрів за нагріванням передачі є гранично допустимі температури мастила $[t_m]$, при якому мастило зберігає свої властивості. Звичайно приймають $[t_m] = 80...95^\circ\text{C}$. Для деяких спеціальних мастил – $[t_m] = 100..110^\circ\text{C}$.

Кількість теплоти, що виділяється в передачі в сталому режимі

$$Q_1 = P_{ex}(1 - \eta),$$

де P_{ex} – потужність на провідному валу; η – ККД передачі.

Кількість теплоти, що відводиться із поверхні корпусу редуктора в оточуюче середовище:

$$Q_2 = k_t S(t_m - t_0),$$

де k_t – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²град; S – площа поверхні охолодження редуктора, м²; t_m – температура мастила, °С; t_0 – температура оточуючого середовища, °С.

При розрахунку рекомендується приймати $k_t = 12...19$ Вт/м²град, $t_0 = 20$ °С.

Під поверхнею охолодження розуміють тільки ту частину зовнішньої поверхні корпусу передачі, яка всередині омивається мастилом або його бризками, а зовні – вільно циркулюючим повітрям, при цьому не враховується поверхня днища корпусу. Якщо корпус забезпечений ребрами, то враховується тільки 50% їх поверхні.

Для передач, що працюють при постійному навантаженні протягом часу, достатнього для сталого теплового режиму, повинна дотримуватися умова теплового балансу ($Q_1 < Q_2$). Якщо дана умова не дотримується, застосовують додаткове штучне охолодження, наприклад: обдув корпусу повітрям, за допомогою вентилятора, насадженого на швидкохідний вал; пристрій в масляній ванні змійовиків, через які пропускається холодна вода; застосування рециркуляційної змазки із спеціальними холодильниками (водяними або повітряними).

4.2.8. Приклад розрахунку черв'ячної передачі

Задача. Розрахувати черв'ячну передачу одноступеневого редуктора за такими даними: крутний момент на ведучому валу $T_1 = 435$ Н·м, $T_2 = 979$ Н·м; передаточне відношення передачі $i = 3$; частота

обертання $n_1 = 458$ об/хв, $n_2 = 152,9$ об/хв; строк служби передачі $t = 12 \cdot 10^3$.

Розв'язання.

1. Проектний розрахунок

Вибираємо для колеса БрО10Ф1 з межею допустимої контактної міцності $[\sigma_{HP}] = 185$ МПа. Черв'як виготовлений із сталі 40Х, загартований СВЧ до твердості НРС_Э 45...52. Витки черв'яка поліровані.

Основні геометричні параметри передачі:

Прийmemo число заходів (витків) черв'яка рівним $z_1 = 2$, тоді число зубів колеса $z_2 = 40$. Коефіцієнт діаметра черв'яка заздалегідь прийmemo рівним $q = 12,5$. Міжосьова відстань для вибраних розрахункових початкових даних визначається за формулою:

$$a_{\omega} = (z_2 + q) \cdot \sqrt[3]{\frac{3,4 \cdot 10^7 \cdot T_2}{[\sigma_{HP}]^2 \cdot z_2^2 \cdot q}} = (40 + 12,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{3,4 \cdot 10^7 \cdot 979}{185^2 \cdot 40^2 \cdot 12,5}} = 130 \text{ мм.}$$

Прийmemo величину міжосьової відстані $a_{\omega} = 130$ мм.

Величина модуля заздалегідь знаходиться за емпіричною формулою:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_{\omega}}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{130}{40} = 4,8 \dots 5,5.$$

Прийmemo $m = 5$ мм, після чого розраховується коефіцієнт зміщення X :

$$X = \frac{a_{\omega}}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{130}{5} - 0,5 \cdot (12,5 + 40) = -0,25.$$

Визначимо геометричні (конструктивні) параметри елементів черв'ячної передачі:

ділильні діаметри черв'яка і колеса (4.10):

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ мм}; d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм};$$

ділильний кут підйому витка черв'яка (4.11):

$$\gamma = \arctg(z_1/q) = \arctg(2/12,5) = 9,09^\circ;$$

діаметр початкового циліндра черв'яка:

$$d_{o1} = (q + 2 \cdot X) \cdot m = (12,5 + 2 \cdot (-0,25)) \cdot 5 = 60 \text{ мм};$$

початковий кут підйому лінії витка:

$$\gamma_o = \arctg(z_1 \cdot m / d_{o1}) = \arctg(2 \cdot 5 / 60) = 9,4^\circ;$$

діаметр витків відповідно черв'яка і зубів колеса (4.12):

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 200 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + (-0,25)) = 208,75 \text{ мм};$$

найбільший діаметр черв'ячного колеса (4.14):

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 208,75 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 216,25 \text{ мм};$$

довжина нарізаної частини черв'яка при кількості його заходів:

$$z_1 = 2:$$

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 5 = 67 \text{ мм},$$

оскільки черв'як шліфований - збільшуємо його довжину на 25 мм,
тобто $b_1 = 92 \text{ мм};$

ширина вінця черв'ячного колеса при кількості заходів черв'яка:

$$z_1 = 2:$$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 72,5 = 54,4 \text{ мм};$$

розрахунковий крок черв'яка: $\rho = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 5 = 15,7 \text{ мм};$

хід витка: $p_{z1} = p_1 \cdot z_1 = 25,79 \cdot 2 = 51,58 \text{ мм}.$

Визначимо колову швидкість ковзання на початковому циліндрі черв'яка:

$$v_1 = d_{\omega_1} \cdot \omega_1 / 2 = 60 \cdot 84 / 2 = 25,2 \text{ м/с.}$$

Швидкість ковзання в передачі:

$$v_s = v_1 / \cos \gamma_{\omega} = 25,2 / \cos 9,4^{\circ} = 25,5 \text{ м/с.}$$

Співвідношення між зусиллями, діючими в зачепленні на черв'яку і черв'ячному колесі, такі:

колова сила на черв'яку (4.20):

$$F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 435 / 60 = 5246 \text{ МПа,}$$

колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку (4.20):

$$F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2 = F_{a1} = 2 \cdot 979 / 200 = 4750 \text{ МПа,}$$

радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі (4.20):

$$F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = F_{r2} = 4750 \cdot \operatorname{tg} 20 = 1728 \text{ МПа,}$$

осьова сила на колесі дорівнює коловій силі на черв'яку (4.20):

$$F_{a1} = F_{t1}.$$

2. Перевірочний розрахунок передачі

Умова міцності на контактну витривалість має вигляд:

$$[\sigma_{HP}] \geq \sigma_{HP} = Z_M \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot k_v}{d_1 \cdot d_2 \cdot k_{\delta}}} = 410 \sqrt{\frac{4750 \cdot 1,4}{62,5 \cdot 200 \cdot 0,03}} = 194,$$

Коефіцієнт кута охвата знаходиться з виразу:

$$k_{\delta} = \frac{\delta}{85 \cdot \cos \gamma} = \frac{2,32}{85 \cdot \cos 9,09} = 0,03,$$

в якому кут умовного охвата черв'яка черв'ячним колесом δ може бути розрахований за формулою:

$$\delta = \frac{2 \cdot \operatorname{arcsin} b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{2 \cdot \operatorname{arcsin} 54,4}{72,2 - 0,5 \cdot 5} = 2,32^{\circ}.$$

Умова міцності черв'ячного зачеплення на згинальну витривалість має вигляд нерівності (табл. 4.2):

$$[\sigma_{FP}] \geq \sigma_{FP} = \frac{Y_F \cdot F_{t2} \cdot k_v}{k_s \cdot q \cdot m^2} = \frac{1,98 \cdot 4750 \cdot 1,4}{0,03 \cdot 12,5 \cdot 5^2} = 140 \text{ МПа.}$$

3. Тепловий розрахунок передачі

Для визначення температури масла в редукторі заздалегідь знайдемо ККД передачі (4.18):

$$\eta = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{0,96 \cdot \operatorname{tg}(9,4^\circ)}{\operatorname{tg}(9,4^\circ + 15,7^\circ)} = 0,8.$$

З рівняння теплового балансу визначимо температуру мастила:

$$t = \frac{1000 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} + t_0 = \frac{1000 \cdot (1 - 0,8) \cdot 24,31}{12,0 \cdot 0,731 \cdot 1,3} + 25^\circ = 40,8^\circ,$$

де потужність на швидкохідному валу визначалася за формулою:

$$P_1 = \frac{\pi \cdot T_2}{30 \cdot \eta \cdot i} \cdot n_1 = \frac{3,14 \cdot 9790}{30 \cdot 0,8 \cdot 3} \cdot 76,4 = 16,5 \text{ кВт,}$$

а площа поверхні, що охолоджується, дорівнюватиме:

$$A \approx 20 \cdot (\omega)^{1,7} = 20 \cdot 125^{1,7} = 0,731 \text{ м}^2.$$

4.3. Запитання для самоперевірки

1. Охарактеризуйте конічні зубчасті передачі з точки зору їх будови, використання та несучої здатності.
2. Назвіть основні параметри конічних зубчастих коліс та запишіть формули.
3. З якою метою роблять заміну конічної передачі еквівалентною циліндричною передачею?

4. Запишіть формули для визначення колової, радіальної та осьової сил, які діють на конічну шестерню та конічне колесо. Покажіть напрями цих сил на відповідному рисунку.
5. Назвіть основні розрахунки на міцність конічних зубчастих передач.
6. Запишіть формули для основних розрахунків на міцність конічних зубчастих передач.
7. У чому полягає суть проектного розрахунку конічної зубчастої передачі?
8. Охарактеризуйте особливості конічних зубчастих передач із непарними зубцями.
9. Дайте загальну характеристику черв'ячних передач. Вкажіть основні переваги та недоліки у порівнянні з іншими передачами.
10. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони різняться між собою?
11. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули.
12. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.
13. З якою метою виготовляють черв'ячні передачі зі зміщенням?
14. Чому у черв'ячній передачі є ковзання витків черв'яка по зубах колеса?
15. Назвіть основні матеріали для виготовлення елементів черв'ячної передачі та за якими рекомендаціями вибирають матеріал для виготовлення вінця черв'ячного колеса?
16. Які причини виходу з ладу черв'ячних передач?

17. Покажіть на відповідному рисунку сили, що діють у зачепленні черв'ячної передачі та запишіть формули.
18. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення ККД черв'ячної передачі?
19. Чому для черв'ячних передач передбачають тепловий розрахунок?
20. У чому полягає суть теплового розрахунку черв'ячних передач?
21. Чим відрізняється глобоїдна черв'ячна передача від циліндричної.

4.4. Тестові завдання

1. Яка особливість передач з конічними зубчастими колесами в порівнянні з циліндричними сформульована невірно?

- 1) Складніше у виготовленні та монтажі;
- 2) Працюють з меншим шумом;
- 3) Нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба більша, оскільки одне з коліс розміщене на консолі валу;
- 4) Дозволяють передавати обертання між валами, що перетинаються.

2. Яка з формул для визначення передаточного числа конічної передачі записана невірно?

1) $u = \frac{d_2}{d_1}$;

2) $u = \frac{z_2}{z_1}$;

3) $u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2$;

4) $u = \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_2$.

3. Який кут перерахування осей валів в передачах з конічними зубчастими колесами має найбільше розповсюдження?

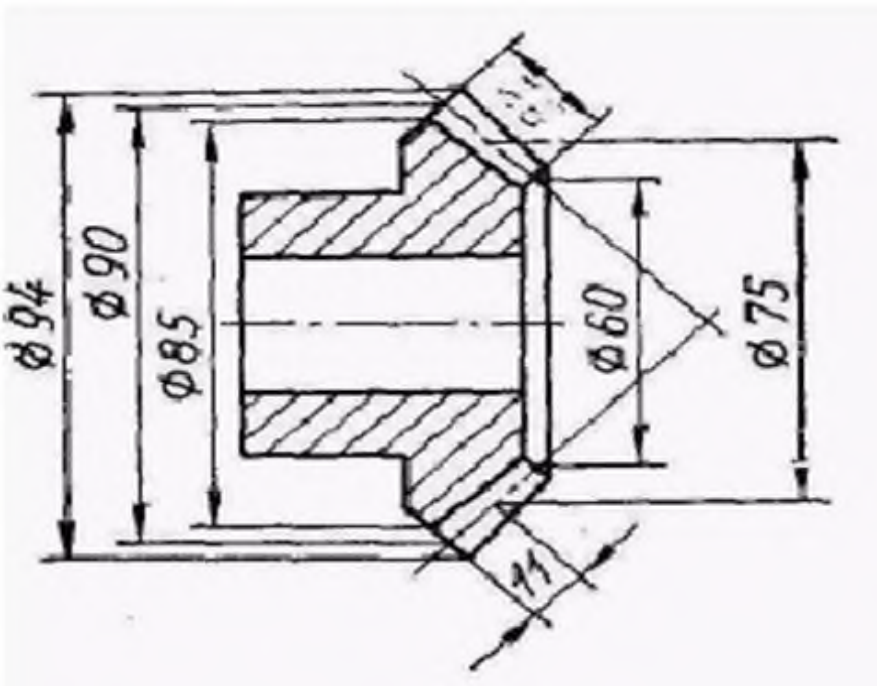
- 1) 60° ;
- 2) 75° ;
- 3) 90° ;
- 4) 120° .

4. Якої форми не бувають зуби в кінчних зубчатих колесах?

- 1) Прямі;
- 2) Косі;
- 3) Кругові й криволінійні;
- 4) Шевронні.

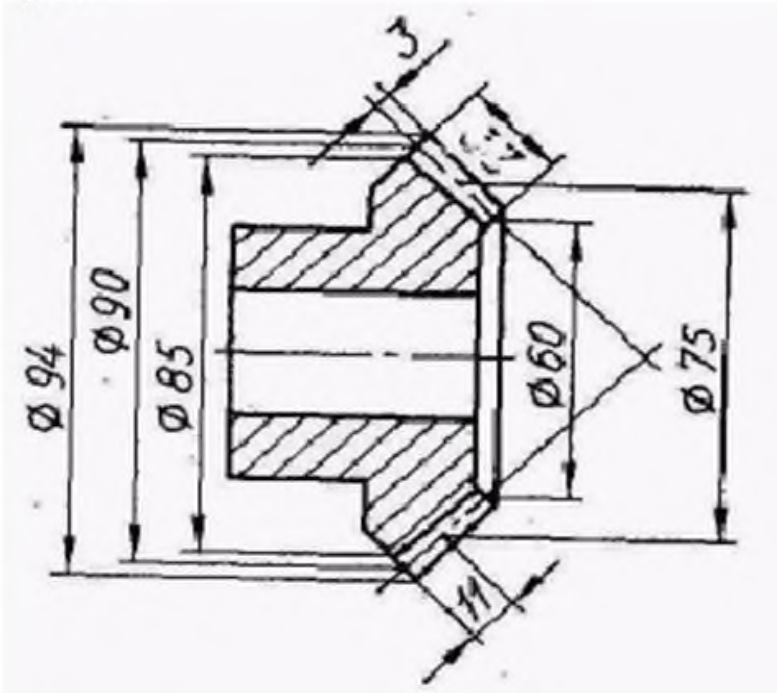
5. На рисунку зображена шестерня прямозуба кінчна з числом зубів $z=30$. Чому рівний її модуль?

1. $m = 3$ мм.
2. $m = 2,5$ мм.
3. $m = 2$ мм.
4. $m = 1,5$ мм.



6. На рисунку зображене нормальне прямозубе конічне зубчасте колесо. Скільки у нього зубів?

- 1) 40;
- 2) 30;
- 3) 25;
- 4) 20.

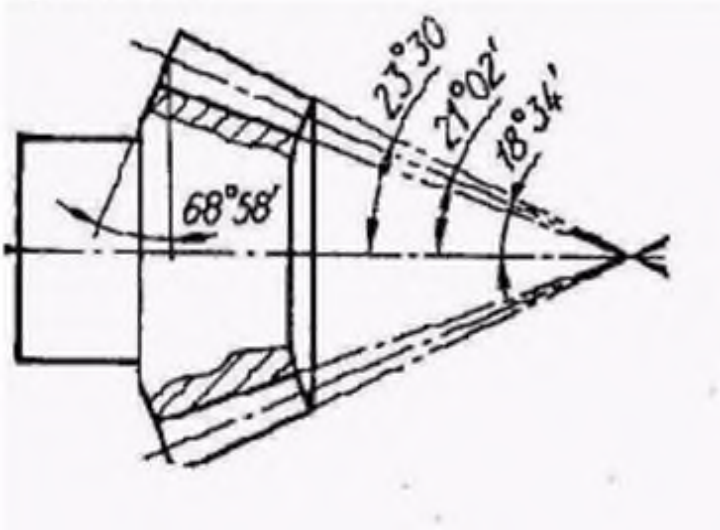


7. Нижче перераховані основні параметри прямозубого конічного зубчастого колеса: модуль; число зубів; конусна відстань; кут ділильного; діаметр; ширина зуба; кут профілю зуба. Скільки з них повинні призначатися із стандартного ряду чисел?

- 1) Два;
- 2) Три;
- 3) Чотири;
- 4) П'ять.

8. На рисунку зображена шестерня передачі з кутом перетину осей валів 90° . Чому рівний кут ділительного конуса колеса?

- 1) $79^\circ 26'$;
- 2) $68^\circ 58'$;
- 3) $66^\circ 30'$;
- 4) $21^\circ 02'$.



9. Яке мінімальне число зубів без подрізу можна допустити в прямозубих конічних зубчастих колесах передачі з передаточним числом $u=1$:

- 1) 8;
- 2) 12;
- 3) 16;
- 4) 20.

10. По якій формулі розраховується біеквівалентне число зубів в не прямозубих конічних зубчастих колесах?

$$1) z_{\nu E} = \frac{z}{\cos^3 \delta \cos \beta};$$

$$2) z_{\nu E} = \frac{z}{\cos^2 \delta \cos^2 \beta};$$

$$3) z_{\nu E} = \frac{z}{\cos^3 \delta \cos \beta};$$

$$4) z_{\nu E} = \frac{z}{\cos \delta \cos^3 \beta}.$$

11. Який критерій працездатності найбільш ймовірний для передач з конічними зубчастими колесами у виконанні редуктора?

- 1) Згинальна втомна міцність зубів;
- 2) Згинальна статична міцність зубів;
- 3) Контактна втомна міцність зубів;
- 4) Контактна статична міцність зубів.

12. Скільки з перерахованих параметрів треба призначити або визначити попередніми розрахунками, щоб виконати розрахунок на міцність закритої конічної зубчастої передачі: число зубів; передаточне число; частота обертання; матеріали зубчастих коліс; модуль; кут нахилу зуба; коефіцієнт ширини зуба; потужність?

- 1) 4;
- 2) 5;
- 3) 6;
- 4) 7.

13. Як використовують для розрахунку передач з кінчними зубчастими колесами аналогічні формули для розрахунків передач з циліндричними зубчастими колесами?

- 1) Приймають номінальне навантаження;
- 2) Завищують навантаження;
- 3) Занижують навантаження;
- 4) Завищують або занижують залежно від конкретних умов експлуатації.

14. Що дозволяє визначити в передачі з прямозубими кінчними колесами

даний вираз

$$K_3 \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{1+u^2}}{\psi [\sigma]^2}} = K'_{H\beta} \sqrt{\frac{T_2 K_H u}{[\sigma]^2}} ?$$

- 1) модуль;
- 2) дільний (зовнішній) діаметр колеса;
- 3) дільний (зовнішній) діаметр шестерні;
- 4) конусну відстань.

15. З таблиці для вибору коефіцієнта концентрації навантаження вписані значення, що відображають різне положення зубчастого колеса на валу. Яке з них слід приймати при розрахунку передач з кінчними зубчастими колесами?

- 1) 1;
- 2) 1,05;

- 3) 1,2;
- 4) 1,3.

16. Зазвичай для розрахунку динамічного навантаження в передачі з конічними зубчастими колесами використовують формулу, що рекомендується для передач з циліндричними зубчастими колесами.

Чим треба замінити в цій формулі міжосьову відстань?

- 1. Середнім діаметром шестерні (d_{1CP}).
- 2. Середнім діаметром колеса (d_{2CP}).
- 3. Напівсумою середніх діаметрів .
- 4. Середньою конусною відстанню ($R_{ср}$).

17. Який стандартний модуль призначають в передачах з круговими зубами?

- 1) Торцевий на ділільному діаметрі;
- 2) Нормальний на середньому діаметрі;
- 3) Торцевий на найменшому значенні діаметру ділільного конуса;
- 4) Торцевий на середньому діаметрі.

18. Які по напрямку сили виникають в зачепленні конічних зубчастих коліс?

- 1) Колова і радіальна;
- 2) Колова і осьова;
- 3) Осьова і радіальна;
- 4) Колова, радіальна, осьова.

19. Приведені залежності для розрахунку колової (F_t), радіальної (F_r) та осьової (F_a) сил в зачепленні конічних прямозубих зубчастих коліс. По якій формулі можна визначити осьову силу на веденому зубчастому колесі?

1) $\frac{2T_1}{d_{ср1}}$; 2) $\frac{2T_1}{d_{ср1}} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$; 3) $\frac{2T_1}{d_{ср1}} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$

- 1) такої формули немає;
- 2) 1;
- 3) 2;
- 4) 3.

20. Якими можуть бути осі в передачі з гвинтовими зубчастими колесами?

- 1) Паралельними;
- 2) Що перетинаються;
- 3) Що схрещуються;
- 4) І паралельними, і що перетинаються, і що схрещуються.

21. Якої форми зуби у зубчастого колеса гіпоїдної передачі?

- 1) Прямі;
- 2) Косі;
- 3) Кругові;
- 4) І прямі, і косі, і кругові.

22. У якому випадку можна застосувати черв'ячну передачу?

- 1) Осі валів паралельні;
- 2) Перетинаються під деяким кутом;
- 3) Перетинаються під прямим кутом;
- 4) Схрещуються під прямим кутом.

23. Як завжди в черв'ячних передачах передається рух?

- 1) Від черв'яка до колеса;
- 2) Від колеса до черв'яка;
- 3) І від колеса до черв'яка і навпаки;
- 4) Залежить від типу передачі (з циліндричним черв'яком, з глобоїдним черв'яком).

24. У якому діапазоні передаточних чисел застосовуються черв'ячні передачі?

1) $u < 1$;

2) $\begin{matrix} u < 1 \\ u > 1 \end{matrix}$;

3) $u = 1 - 8$;

4) $u = 8 - 80$.

25. Яка формула для визначення передаточного числа черв'ячної передачі невірна?

$$1) u = \frac{\omega_1}{\omega_2};$$

$$2) u = \frac{z_2}{z_1};$$

$$3) u = \frac{d_2}{d_1};$$

$$4) u = \frac{n_1}{n_2}.$$

26. Черв'ячну передачу відрізняють: а) плавність, безшумність роботи; б) відносно великі втрати на тертя; в) великі передаточні числа; г) не реверсивність; д) підвищені вимоги до антифрикційності матеріалів; е) енергоємність. Скільки з перерахованих якостей слід віднести до позитивних для передачі загального призначення?

- 1) Два;
- 2) Три;
- 3) Чотири;
- 4) П'ять.

27. Черв'ячну передачу в загальному випадку характеризують наступні параметри: 1) міжосьова відстань; 2) передаточне число; 3) число заходів черв'яка; 4) модуль; 5) коефіцієнт діаметру черв'яка; 6) число зубів колеса; 7) ширина колеса; 8) довжина черв'яка. Скільки з них стандартизовано?

- 1) Шість;
- 2) П'ять;

- 3) Чотири;
- 4) Три.

28. У якого черв'яка в перетині осьовою площиною виток має прямолінійний профіль?

- 1) Архімедовий;
- 2) Конволютний;
- 3) Евольвентний;
- 4) Криволінійного профілю.

29. Що таке характеристика черв'яка (коефіцієнт діаметру черв'яка)?

1) $q = \frac{d_1}{m}$;

2) $q = d_1 m$;

3) $q = \frac{a}{d_1}$

4) $q = \frac{a}{m}$.

30. Які числа заходів черв'яка стандартизовані?

- 1) 2, 3, 4;
- 2) 1, 2, 3;
- 3) 1, 2, 4;
- 4) 1, 2, 3, 4.

31. У якій формулі для розрахунку кута підйому витка черв'яка допущена помилка?

1) $q = \frac{d_1}{m}$;

2) $q = d_1 m$;

3) $q = \frac{a}{d_1}$

4) $q = \frac{a}{m}$.

32. З чим пов'язують призначення довжини черв'яка?

1) З модулем;

2) З модулем і числом зубів колеса;

3) З модулем, числом зубів колеса і коефіцієнтом зсуву;

4) З модулем, числом зубів колеса, коефіцієнтом зсуву і технологією виготовлення (шліфування, полірування).

33. Яка з формул для визначення діаметру черв'яка записана невірно?

1) $d_1 = qm$;

2) $d_1 = z_1 m$;

3) $d_1 = \frac{d_2}{utgy}$;

4) $d_1 = \frac{2a}{1+utgy}$.

34. Приведений ряд чисел: 5; 10; 15; 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80. Скільки з них можуть бути використані для призначення числа зубів черв'ячного колеса в звичайних силових передачах?

- 1) 10;
- 2) 9;
- 3) 8;
- 4) 6.

35. З чим пов'язують призначення ширини вінця черв'ячного колеса?

- 1) З ділильним діаметром черв'яка;
- 2) З найбільшим діаметром черв'яка;
- 3) З діаметром черв'ячного колеса;
- 4) З необхідністю створення ступиці певної довжини.

36. Приведені формули для визначення діаметру черв'ячного колеса в нормальній (без зсуву) передачі. Яка з них записана невірно?

- 1) $d_2 = z_2 m$;
- 2) $d_2 = u d_1$;
- 3) $d_2 = \frac{2 a u t g \gamma}{1 + u t g \gamma}$;
- 4) $d_2 = u d_1 t g \gamma$.

37. Чи застосовуються черв'ячні передачі із зсувом і якщо так, то за рахунок чого воно здійснюється?

- 1) Тільки за рахунок черв'яка;
- 2) Тільки за рахунок черв'ячного колеса;
- 3) За рахунок і черв'яка, і колеса;
- 4) Не застосовуються.

38. Приведені формули для розрахунку міжосьової відстані в черв'ячній передачі із зсувом. Яка з них записана невірно?

1) $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$;

2) $a_w = \frac{1}{2}m(q + z_2)$;

3) $a_w = \frac{1}{2}m(q + z_2 + 2x)$;

4) $a_w = \frac{1}{2}(d_1 + mz_2 + 2x)$

39. Якщо в черв'ячній передачі за інших рівних умов двозахідний черв'як замінити чотиризахідним, як зміниться ККД передачі?

- 1) Зменшиться;
- 2) Збільшиться;
- 3) Не зміниться;
- 4) Може і зменшуватися, і збільшуватися.

40. Яке значення ККД слід чекати в черв'ячній передачі, що самогальмує?

- 1) 0,9;
- 2) 0,8;
- 3) 0,6;
- 4) 0,4.

41. Чому рівна швидкість ковзання в зачепленні черв'ячної пари?

- 1) Коловій швидкості на черв'яку;
- 2) Коловій швидкості на колесі;

- 3) Більше колової швидкості на черв'яку;
- 4) Менше колової швидкості на колесі.

42. Якщо за інших рівних умов збільшити число заходів черв'яка, то швидкість ковзання:

- 1) Збільшиться;
- 2) Залишиться незмінною;
- 3) Зменшиться;
- 4) Може і збільшитися, і зменшитися.

43. На величину ККД у черв'ячній передачі впливають: 1) втрати, пов'язані з ковзанням елементів, що сполучаються; 2) втрати, пов'язані з обкатуванням елементів, що сполучаються; 3) втрати в підшипниках валів черв'яка і черв'ячного колеса; 4) втрати на перемішування масла. Які з них найбільш істотні?

- 1) В першому випадку;
- 2) В другому випадку;
- 3) В третьому випадку;
- 4) В четвертому випадку.

44. Який слід призначити матеріал для зубів черв'ячного колеса, що працює в парі із сталевим загартованим шліфованим черв'яком при швидкості ковзання 4,5 м/с?

- 1) Бр. ОФ.;
- 2) Бр. СУРН.;
- 3) Бр. АЖ;

4) Чавун антифрикційний.

45. Який елемент черв'ячної передачі лімітує її працездатність?

- 1) Черв'як;
- 2) Черв'ячне колесо;
- 3) Черв'як і колесо в рівній мірі;
- 4) Або черв'як, або колесо залежно від конструкції передачі .

46. Критеріями працездатності закритої черв'ячної передачі можуть з'явитися: 1) знос; 2) згинальна міцність зубів колеса; 3) згинальна міцність витків черв'яка; 4) контактна міцність (втомне поверхневе руйнування, заїдання). Який з критеріїв найбільш ймовірний?

- 1) Перший;
- 2) Другий;
- 3) Третій;
- 4) Четвертий.

47. Чи можна для черв'ячної передачі довжину контактних ліній в зачепленні розраховувати, як і для передач з циліндричними зубчастими колесами?

- 1) Можна;
- 2) Можна, якщо під шириною колеса розуміти довжину дуги початкового діаметру черв'яка, на якій він контактує з колесом;
- 3) В розрахунок по пункту 2 необхідно ввести поправку, що знижує;

- 4) В розрахунок по пункту 2 необхідно ввести поправку, що підвищує.

48. Якими формулами можна скористатися при розрахунках зубів черв'ячного колеса на згинальну міцність?

- 1) Формулами для розрахунку прямозубих циліндричних коліс;
- 2) Цими ж формулами, але з поправочним коефіцієнтом;
- 3) Формулами для розрахунку косозубих циліндричних коліс;
- 4) Цими ж формулами, але з поправочним коефіцієнтом.

49. Приведені формули для розрахунку міжосьової відстані в черв'ячній передачі з умови контактної міцності.

Яка формула записана з помилкою?

- 1)
$$a_o = K'_a \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\left(\frac{z_2}{q} [\sigma]_H \right)^2}};$$
- 2)
$$a_o = K'_a (1 + utgy) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{(utgy [\sigma]_H)^2}};$$
- 3)
$$a_o = K'_{aH} \left(1 + u \frac{z_1}{q} \right) \sqrt[3]{\frac{N_2 K_H}{n_2 \left(u \frac{z_1}{q} [\sigma]_H \right)^2}};$$
- 4)
$$a_o = K'_a \left(\frac{z_1}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\left(\frac{z_1}{q} [\sigma]_H \right)^2}}.$$

50. Вкажіть чинник, від якого не залежить згинальна міцність зубів черв'ячного колеса.

- 1) Матеріал;
- 2) Швидкість ковзання;

- 3) Реверсивність обертання;
- 4) Число зубів колеса.

51. Вкажіть чинник, від якого не залежить контактна міцність зубів черв'ячного колеса.

- 1) Матеріал зубів колеса;
- 2) Твердість і чистота поверхні витків черв'яка;
- 3) Модуль;
- 4) Швидкість ковзання.

52. Приведені формули для перевірного розрахунку черв'ячної передачі на контактну міцність.

Яка з них записана невірно?

$$1) \sigma_H = \frac{Z_\Sigma}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{T_2 K_H \left(\frac{z_2 + 1}{a_w} \right)^3} \leq [\sigma]_H ;$$

$$2) \sigma_H = \frac{Z'_\Sigma}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \leq [\sigma]_H ;$$

$$3) \sigma_H = \frac{Z''_\Sigma}{d_2} \sqrt{\frac{N_2 K_H}{n_2 d_1}} \leq [\sigma]_H ;$$

$$4) \sigma_H = \frac{Z'''_\Sigma}{d_2} \sqrt{\frac{N_2 K_H}{n_2 d_2}} \leq [\sigma]_H .$$

53. При розрахунках на контактну міцність черв'ячної передачі як враховується явище зношування зубів колеса?

- 1) Завищенням навантаження;
- 2) Заниженням навантаження;
- 3) При виборі напруги, що допускається;
- 4) Не враховується.

54. При розрахунках середньої точності коефіцієнт навантаження K_H розраховують як добуток коефіцієнтів концентрації $K_{H\beta}$ і відкисного $K_{H\nu}$. Для передачі, що працює з постійним навантаженням і чималою коловою швидкістю на колесі, яке треба чекати значення цих коефіцієнтів?

- 1) $K_{H\beta} = 1; K_{H\nu} = 1;$
- 2) $K_{H\beta} > 1; K_{H\nu} = 1;$
- 3) $K_{H\beta} = 1; K_{H\nu} > 1;$
- 4) $K_{H\beta} > 1; K_{H\nu} > 1.$

55. Який з перерахованих чинників не впливає на коефіцієнт концентрації в черв'ячній передачі?

- 1) Діаметр колеса;
- 2) Діаметр черв'яка;
- 3) Число зубів колеса;
- 4) Число заходів черв'яка.

56. Швидкісний коефіцієнт в середньошвидкісний черв'ячній передачі може бути: 1) рівний одиниці; 2) більше одиниці; 3) менше одиниці; 4) і більше, і менше одиниці залежно від параметрів передачі. Який запис зроблений вірно?

- 1) Перший;
- 2) Другий;
- 3) Третій;
- 4) Четвертий.

57. Напруга згину, що допускається, для розрахунку черв'ячних передач з бронзовим черв'ячним колесом при роботі однією стороною приведена в довіднику для числа циклів навантаження ($N_0=10^6$), а перегин кривої витривалості бронзи настає при ($N_p=25 \cdot 10^7$). З урахуванням цього вкажіть можливі значення коефіцієнта

- 1) $K_{FL} = 1$;
- 2) $K_{FL} \leq 1$;
- 3) $K_{FL} \geq 1$;
- 4) $K_{FL} > 1$
 $K_{FL} < 1$.

58. Чому рівний показник ступеня кривої витривалості при випробуванні бронзи на контактну міцність (стосовно розрахунків черв'ячних передач із сталевим черв'яком)?

- 1) 6;
- 2) 8;
- 3) 9;

4) 12.

59. Чому рівні можливі значення коефіцієнта режиму роботи при розрахунках черв'ячних передач із сталевим черв'яком і колесом з Бр. АЖ9-4 на контактну міцність?

1) $K_{HL} = 1$;

2) $K_{HL} \leq 1$;

3) $K_{HL} \geq 1$;

4) $K_{HL} > 1$
 $K_{HL} < 1$.

60. Черв'ячну передачу перевіряють: 1) на контактну міцність; 2) втомну згинальну міцність; 3) міцність в умовах максимальних (пікових) навантажень; 4) на нагрів. Якщо технічними умовами на експлуатацію допускається знос зубів колеса до певних меж, в якій кількості розрахунків треба врахувати цю обставину?

1) У одному;

2) У двох;

3) У трьох;

4) У чотирьох.

61. Допустимість зносу зубів черв'ячного колеса до певних меж в деяких розрахунках враховується введенням додаткового коефіцієнта навантаження K_r ? Який із записів значення цього коефіцієнта позбавлений фізичного сенсу?

- 1) $K_\gamma = 0,8$;
- 2) $K_\gamma = 1$;
- 3) $K_\gamma = 1,25$
- 4) $K_\gamma = 1,7$.

62. При позначенні: F_{t1} , F_{t2} – відповідно окружні сили на черв'яку, колесі; F_{r1} , F_{r2} – радіальні (розпори) сили на черв'яку, колесі; F_{a1} , F_{a2} – осьові сили на черв'яку, колесі.

Яка рівність записана помилково?

- 1) $F_{t1} = F_{t2}$;
- 2) $F_{r1} = F_{r2}$;
- 3) $F_{t2} = F_{a1}$;
- 4) $F_{t1} = F_{a2}$

63. З трьох складових зусилля в зачепленні (колове, розпірне, осьове), що діють на черв'як, яке найбільше?

- 1) Колове;
- 2) Осьове;
- 3) Розпірне;
- 4) Всі зусилля рівні.

64. У перевірочному розрахунку черв'ячної передачі на нагрів встановлено, що $Q1$ менше $Q2$, де $Q1$ – тепло, що виділяється при роботі передачі; $Q2$ – тепло, що віддається при критичній температурі. Це дає підставу стверджувати, що температура редуктора:

- 1) Рівна критичній;

- 2) Нижче критичній;
- 3) Вище критичній;
- 4) Жодне з цих висновків зробити неможливо без додаткових даних.

65. Встановлено, що черв'ячний редуктор перегрівається. Для усунення цього недоліку можна: 1) оребрити корпус; 2) встановити редуктор на масивну металеву плиту; 3) обдувати редуктор вентилятором; 4) застосувати водяне охолодження мастила. Яка з вказаних дій найменше бажано?

- 1) Перше;
- 2) Друге;
- 3) Третє;
- 4) Четверте.

66. При проектуванні черв'ячної передачі виконуються наступні розрахунки: 1) визначається потрібна міжосьова відстань; 2) призначаються геометричні параметри передачі; 3) перевіряється контактна міцність; 4) перевіряється згинальна міцність; 5) перевіряється міцність в умовах максимальних (пікових) навантажень; 6) теплові. У якій послідовності вони виконуються?

- 1) 1, 2, 6, 3, 4, 5;
- 2) 1, 2, 3, 4, 5, 6;
- 3) 2, 1, 3, 4, 5, 6;
- 4) 2, 6, 1, 3, 4, 5.

67. Без якої величини неможливо обійтися при проектуванні черв'ячної передачі?

- 1) Моменту на колесі;
- 2) Передаточного числа передачі;
- 3) Числа заходів черв'яка;
- 4) Числа зубів колеса.

68. Наголошуються переваги черв'ячних передач з нижнім горизонтальним розташуванням черв'яка в порівнянні з верхнім. Що із записаного не відповідає дійсності?

- 1) Сприятливіші умови мастила;
- 2) Сприятливіші умови тепловіддачі;
- 3) Краща загальна компоновка редуктора;
- 4) Великі колові швидкості, що допускаються.

69. Перераховуються стандартизовані параметри глобоїдних черв'ячних передач: 1) міжосьова відстань; 2) модуль; 3) передаточне число; 4) число зубів колеса і число заходів черв'яка. Який пункт записаний помилково?

- 1) Перший;
- 2) Другий;
- 3) Третій;
- 4) Четвертий.

70. З яких умов визначається потрібна міжосьова відстань в глобоїдних черв'ячних передачах?

- 1) З умови контактної міцності зубів;
- 2) З умови згинальної міцності зубів;
- 3) З умови зносостійкості;
- 4) На основі узагальнення експериментальних даних про працездатність передач.

Література

1. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. М. Стрілець, Я. М. Новіцький, О. Р. Стрілець. Львів : "Новий Світ-2000", 2021. 347 с.
2. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
3. Малащенко В. О. Деталі машин. Конспект лекцій : підруч. Львів : "Новий Світ-2000", 2021. 193 с.
4. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків [Електронний ресурс] : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 274 с.
5. Павлище В. Т., Данило Я. Я. Різьби, різьбові та кріпильні деталі : довідник. Львів : Інтелект-Захід, 2001. 239 с.
6. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування. Львів : Новий світ, 2000, 2006. 252 с.
7. Деталі машин : підручник / А. В Міняйло та ін. Київ : Агроосвіта, 2013. 448 с.
8. Заблонський К. І. Детали машин. Київ : Вища школа, 2003. 518 с.
9. Малащенко В. О., Павлище В. Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунку : навч. посіб. Львів : "Новий Світ-2000", 2023. 216 с.
10. Пастушенко С. І., Гольдшмідт О. В., Ярошенко В. Ф. Курсове проектування деталей машин. Київ : Аграрна освіта, 2003. 291 с.
11. Пастушенко С. І., Гольдшмідт О. В., Ярошенко В. Ф. Курсове проектування деталей машин. Київ : Аграрна освіта, 2005. 240 с.
12. Розрахунок передач привода: методичні вказівки до виконання

курсoвoгo пpoектy пo дeтaлaх мaшин / уклaд. Д. І. Мaзopенкo, А.
В. Мінaйлo, Б. З. Овчaрoв, Л. М. Тіщeнкo. Хaрків : ХДТУСГ,
2004. 132 с.

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

Баранова Олена Володимирівна

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 30 прим. Зам. № _____

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.