

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**Інженерно-енергетичний факультет**

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

**ДЕТАЛІ МАШИН**

**Методичні рекомендації**

до вивчення змістовного модуля 1.3 «Зубчасті циліндричні передачі»  
для здобувачів вищої освіти ступеня «Бакалавр»  
спеціальностей 208 «Агроінженерія» та  
015 «Професійна освіта (Технологія виробництва і  
переробка продуктів сільського господарства)»  
денної та заочної форм навчання

МИКОЛАЇВ  
2020

УДК 621.81

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 05.05.2020 р., протокол № 9.

Укладачі:

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

**С. М. Степанов** – ст. викладач кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

**А. А. Вишневський** – завідувач відділення агроінженерія, спеціаліст вищої категорії, викладач-методист, Новобузький фаховий коледж Миколаївського національного аграрного університету.

Рецензенти:

**О. К. Чередниченко** – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок та теплотехніки, Національний університет кораблебудування ім. Адмірала Макарова.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2020

## ЗМІСТ

<b>Змістовний модуль 1.3. Зубчасті циліндричні передачі .....</b>	<b>4</b>
1. Загальні відомості та класифікація.....	4
2. Геометричні та кінематичні параметри.....	6
3. Точність виготовлення коліс та її вплив на якість передачі.....	9
4. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на міцність.....	14
4.1. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі.....	14
4.2. Розрахункове навантаження.....	15
4.3. Розрахунок прямозубих коліс на міцність.....	19
5. Розрахунок косозубих циліндричних передач.....	25
6. Допустимі контактні і згинальні напруження.....	30
7. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої передачі.....	35
8. Запитання для самоперевірки.....	40
9. Тестові завдання.....	43
10. Задачі.....	77
 Література.....	 88
Додатки.....	89

## ЗМІСТОВНИЙ МОДУЛЬ 1.3

### ЗУБЧАСТІ ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ

#### 1. Загальні відомості та класифікація

Принцип дії зубчастої передачі заснований на зачепленні пари зубчастих коліс (рис.1).

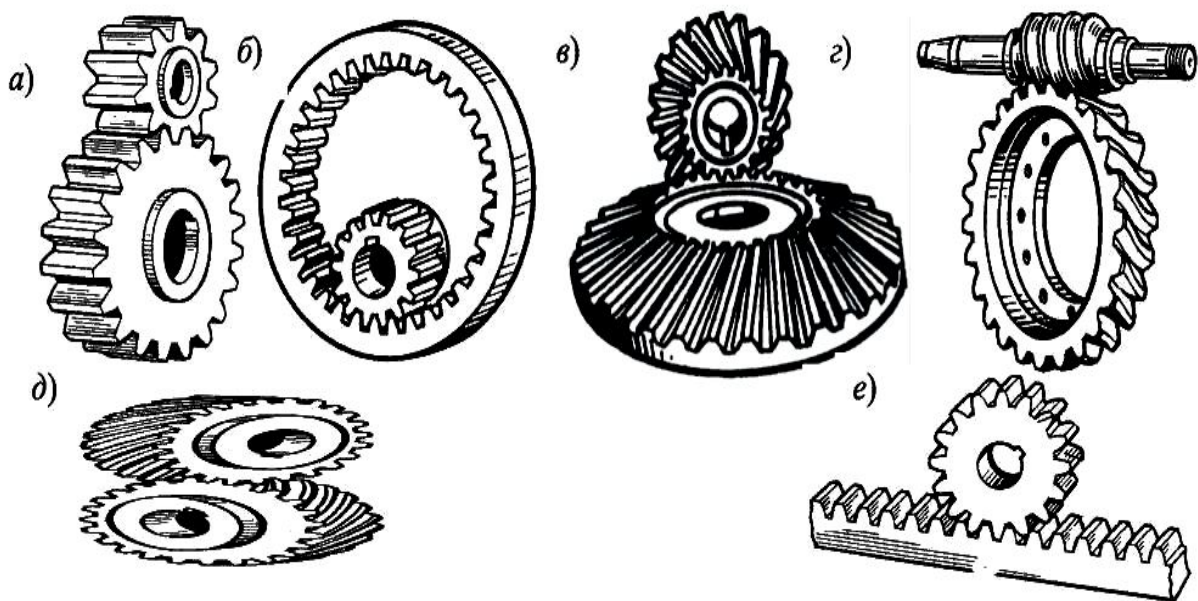


Рис. 1

За розташуванням осей валів розрізняють: передачі із паралельними осями, які виконують із циліндричними колесами зовнішнього або внутрішнього зачеплення (рис.1, а, б), передачі із валами, осі яких перетинаються, – конічні (рис. 1, в), передачі із валами, осі яких перехрещуються, – черв'ячні (рис. 1, з), циліндричні гвинтові (рис. 1, д). Крім того, застосовують передачі між зубчастим колесом і рейкою (рис. 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.

## 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. 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.

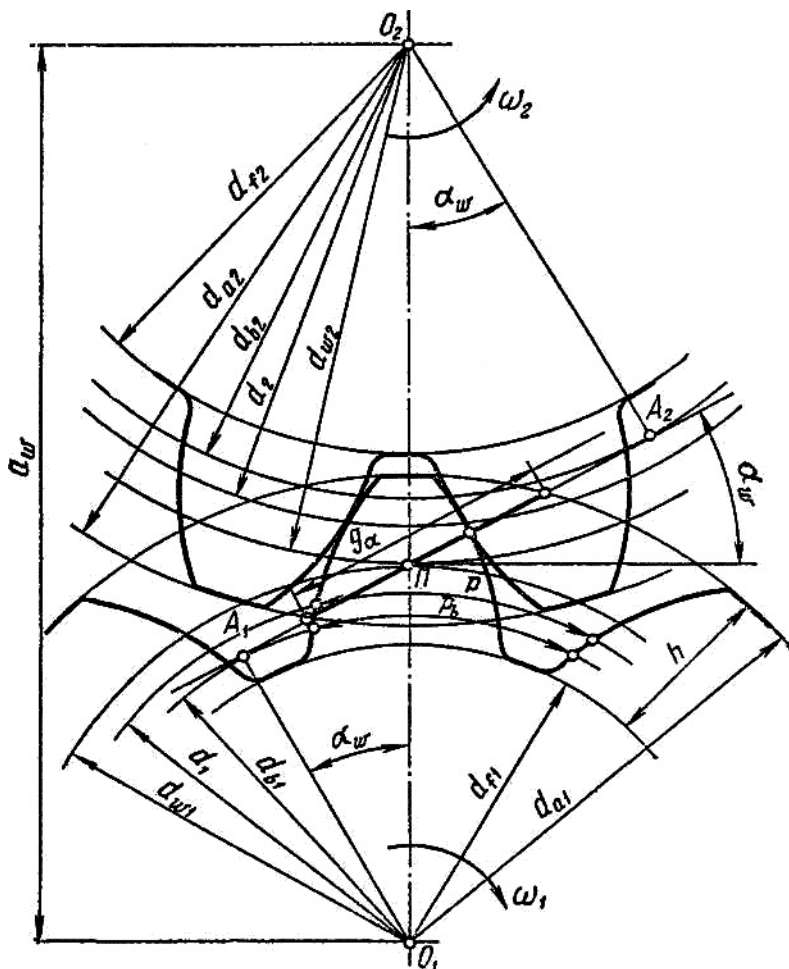


Рис. 2

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 і 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;  $\alpha$  – кут профілю ділильний, рівний куту профілю початкового контуру, стандартне значення  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\alpha_w$  – 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. 1).

Основними геометричними параметрами зубчастих коліс є (рис.2):

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

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

Таблиця 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 передач без зсуву і при сумарному зсуві  $\chi_{\Sigma} = 0$  початкові і ділильні 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);  $\Pi$  – полюс зачеплення (точки дотику початкових кіл і одночасно точки перетину лінії центрів коліс  $O_1O_2$  із лінією зачеплення).

**Коефіцієнт торцевого перекриття  $\varepsilon_a$  і зміна навантаження за профілем зуба.** При обертанні коліс лінія контакту зубів переміщається в полі зачеплення (рис. 3, а), з якого одна сторона рівна довжині активної лінії зачеплення  $g_a$ , а інша – робочій ширині зубчастого вінця  $b_w$ .

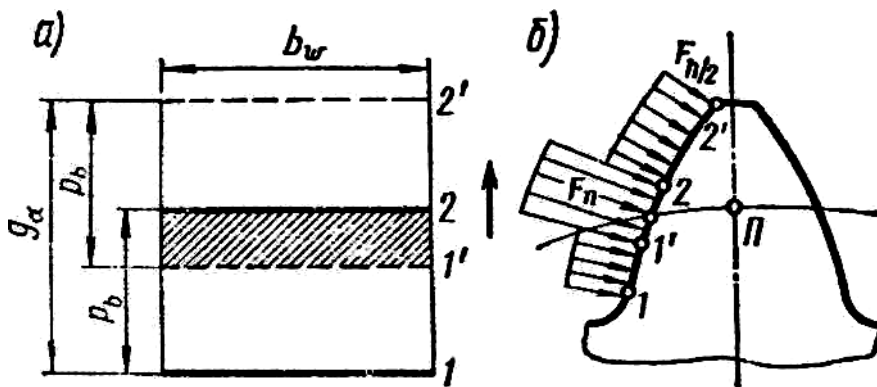


Рис. 3

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, б). Тут зона однопарного зачеплення  $1'...2$  розташовується посередині зуба або в районі полюса зачеплення (див. також рис. 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. 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. 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 убутання величини гарантованого зазору і допуску на зазор. Тут х, у, z – додаткові допуски.

Таблиця 2

Ступінь точності	Колова швидкість, м/с		Область застосування
	прямозуба	косозуба	
<b>6</b> (високоточні)	<b>15</b>	<b>30</b>	Високоточні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку, відлікові та ін.
<b>7</b> (точні)	<b>10</b>	<b>15</b>	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях або при підвищених навантаженнях і помірних швидкостях.
<b>8</b> (середньої точності)	<b>6</b>	<b>10</b>	Передачі загального машинобудування, що не вимагають особливої точності.
<b>9</b> (зниженої точності)	<b>2</b>	<b>4</b>	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-Bx ГОСТ 1643-81, означає: 7 – ступінь точності за нормами кінематичної точності; 6 – за нормами плавності; 7 – за нормами контакту; B – вид сполучення, x- вид допуску на сполученні.

**Види руйнування зубів.** При передачі крутного моменту в зачепленні окрім нормальної сили  $F_n$  виникає сила тертя  $F_{mp} = F_n f$  (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  $\sigma_H$ , в перетинах зуба – періодичні нормальні напруження згину  $\sigma_F$ . Для кожного зуба ці напруження не є постійно діючими. Вони змінюються в часі по деякому перевчистому віднульовому циклу (рис. 4, б).

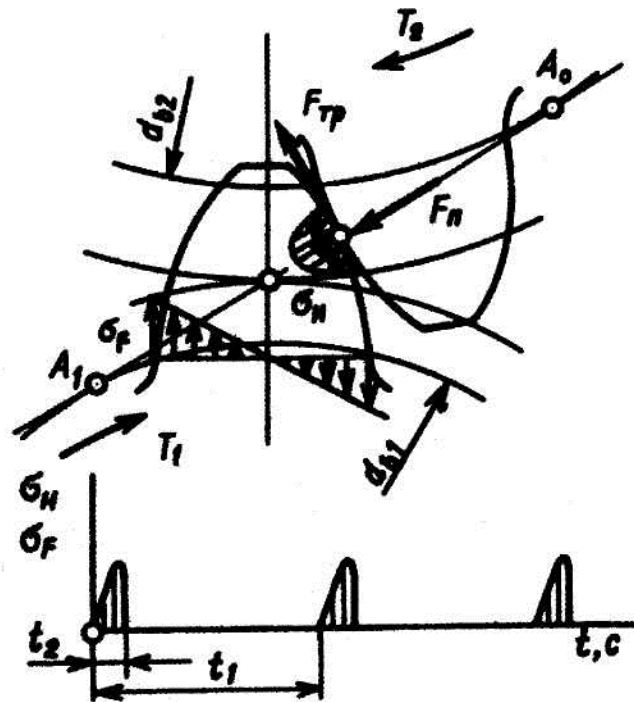


Рис. 4

Час дії  $\sigma_F$  за один оборот колеса  $t_1$  дорівнює тривалості зачеплення одного зуба  $t_2$ . Напруження  $\sigma_H$  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. 5) пов'язані з контактними напруженнями і тертям.

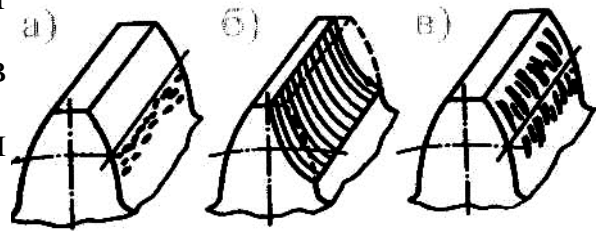


Рис. 5

Втомне викришування від контактних напружень (рис. 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. 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. 5, в) спостерігається переважно у високонавантажених і високошвидкісних передачах. В місцях стикання зубів цих передач розвивається висока температура, сприяюча розриву масляної плівки і утворенню металевому 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  $\sigma_H$  і  $\sigma_F$  в якості основних в більшості випадків прийняті контактні напруження, оскільки в межах заданих габаритів коліс  $\sigma_H$  залишаються постійними, а  $\sigma_F$  можна зменшити шляхом збільшення модуля.

## **4. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на міцність**

### **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  $P$  в

зоні однопарного зачеплення (рис. 6), тобто в зоні найбільшого навантаження зубів.

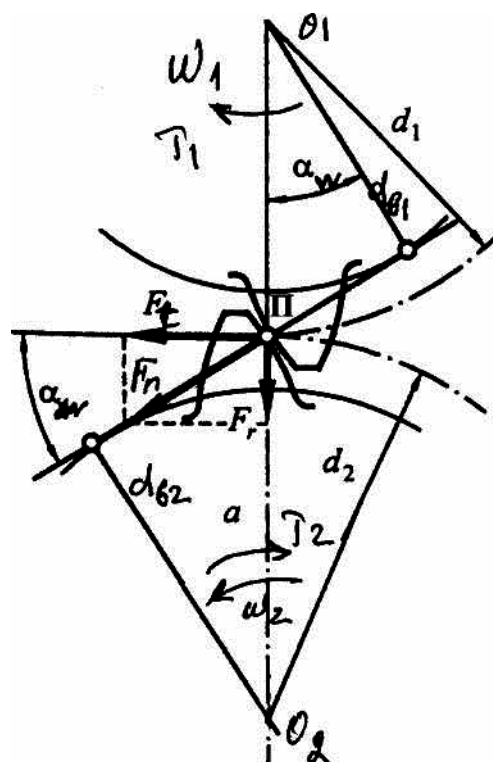


Рис. 6

Розподілену уздовж лінії контакту зубів навантаження замінімо результуючим 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. 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

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (1)$$

## 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:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \\ K_F &= K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

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 колової 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. 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  $K_\beta$  визначається відношенням  $q_{max} / q_{cp}$  і залежить від кута перекосу, ширини колеса  $b_w$  (або  $\psi_{b_{w,d}} = b_w / d_1$ ) і розташування коліс щодо опор (рис. 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. 8).

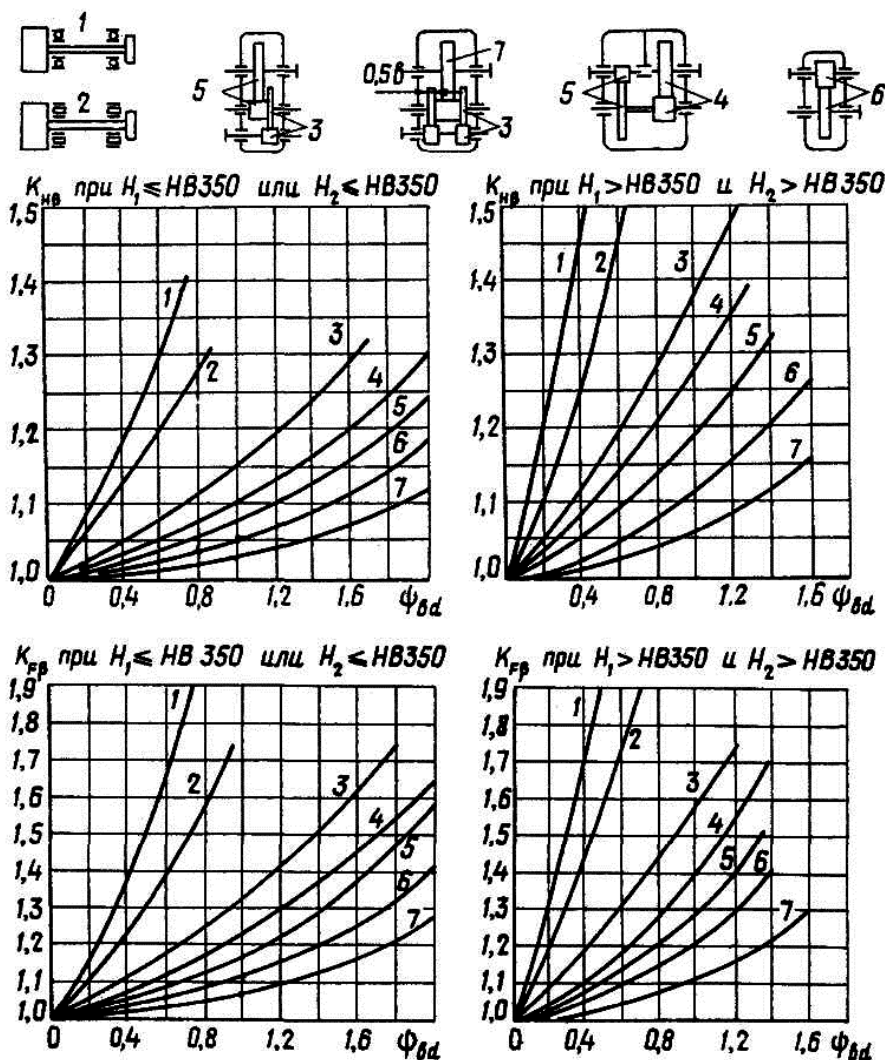


Рис. 8

Рис. 7

**Динамічне навантаження в зачепленні ( $K_{HV}, K_{FV}$ ).** 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

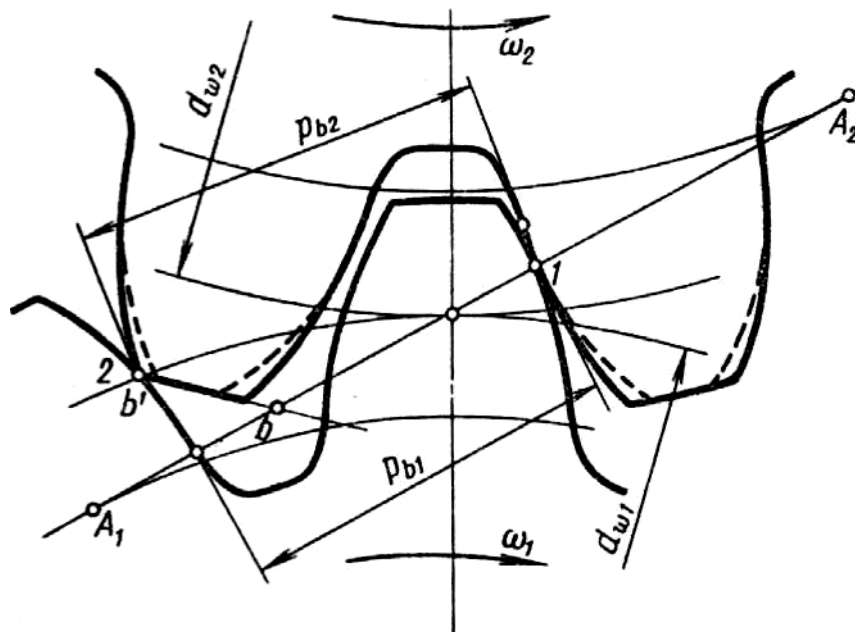


Рис. 9

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].

#### 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  $\Pi$  (рис. 10, а), оскільки викривлення 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

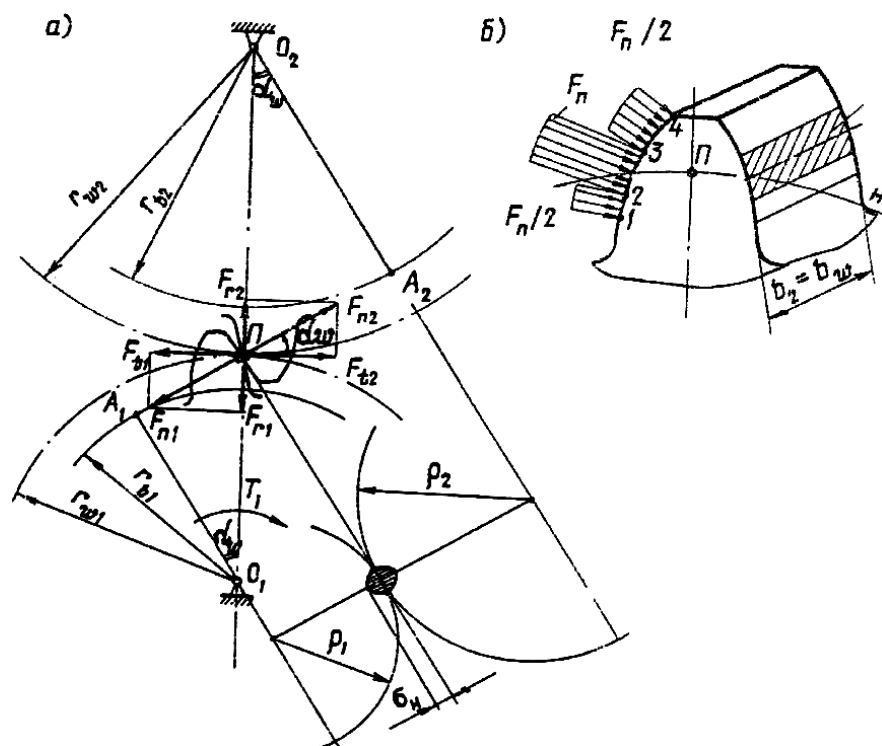


Рис.10

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:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{p_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (3)$$

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

$$q_H = \frac{F_n}{l_K} K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (4)$$

де  $F_n$  – нормальна сила в зачепленні (за виразом 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. 10, б).

Приблизно довжину контактної лінії  $l_K$  визначають за емпіричною формулою:

$$l_K = \frac{b_w}{z_\varepsilon^2}. \quad (5)$$

Погонне навантаження  $q_H$  в зачепленні з урахуванням (4) і (5) визначається

$$q_H = \frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot z_\varepsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{w_{Ht} \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_w}, \quad (6)$$

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. 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 приведенного радіуса

кривини  $p_{np} = \frac{p_1 p_2}{(p_2 \pm p_1)}$  отримаємо:

$$p_{np} = \frac{d_{w1}^2 \cdot \sin^2 \alpha_w \cdot i}{2(d_{w2} \pm d_{w1}) \sin \alpha_w} = \frac{d_{w1} \cdot i \cdot \sin \alpha_w}{2(i \pm 1)}. \quad (7)$$

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

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht}(i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (8)$$

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 (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:

$$\sigma_H = K \sqrt{F_t(i+1) / d_2 b_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma_H]. \quad (9)$$

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

### Розрахунок на згинальну

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

За розрахункове положення зуба приймають торкання його вершиною (початок або кінець зачеплення), при цьому вважають, що все навантаження сприймається однією парою зубів (рис. 11, а), а зачепленням другої пари нехтують.

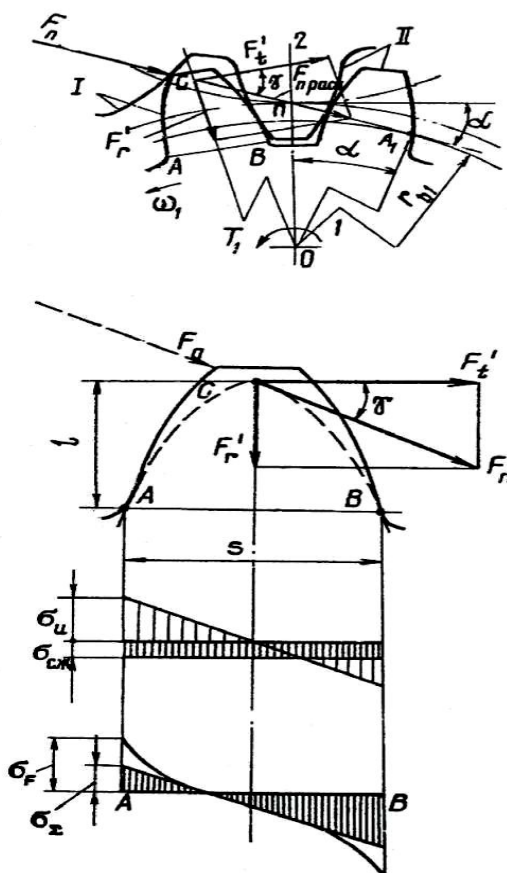


Рис. 11 До вершини зуба прикладена нормальна сила  $F_n$  (рис. 11, б). Введемо поняття *розрахункова нормальна сила  $F_{n\text{ роз}}$* , яка рівна

$$F_{\text{поз}} = F_n \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{F_t}{\cos \alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (10)$$

Перенесемо цю силу по лінії її дії на ось симетрії зуба і розкладемо на складові  $F'_t$  і  $F'_r$  (рис. 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  $\alpha_\sigma$ .

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.

Номінальне сумарне напруження складає

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{32} - \sigma_{cm} = \frac{M_{32}}{W_{32}} - \frac{F'_r}{A} = \frac{F'_t \cdot l \cdot 6}{b_w \cdot s^2} - \frac{F'_r}{b_w \cdot s}. \quad (11)$$

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

$$\sigma_F = \sigma_\Sigma = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b} \cdot \left( \frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) = \frac{w_{Ft} \cdot Y_F}{m} \leq [\sigma_H], \quad (12)$$

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

$$Y_F = \left( \frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) \cdot \alpha_\sigma. \quad (13)$$

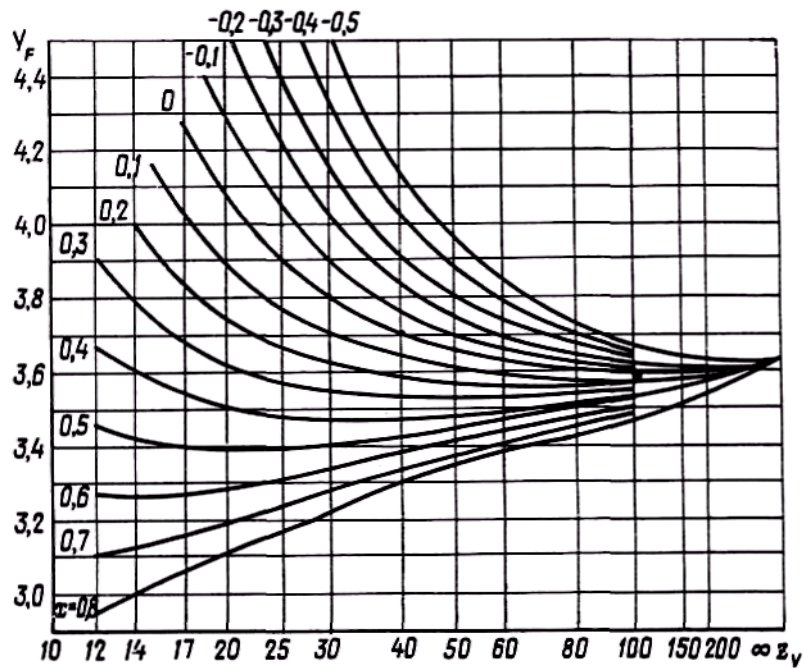


Рис. 12

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  $y$  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. 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  $\sigma_{F1}$  і  $\sigma_{F2}$ . 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

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

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



## 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, приведеного 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 контакті зубів косозубих коліс вважається прикладеною по середині зубчастого вінця в полюсі зачеплення (рис. 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  $F_a$ :

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

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

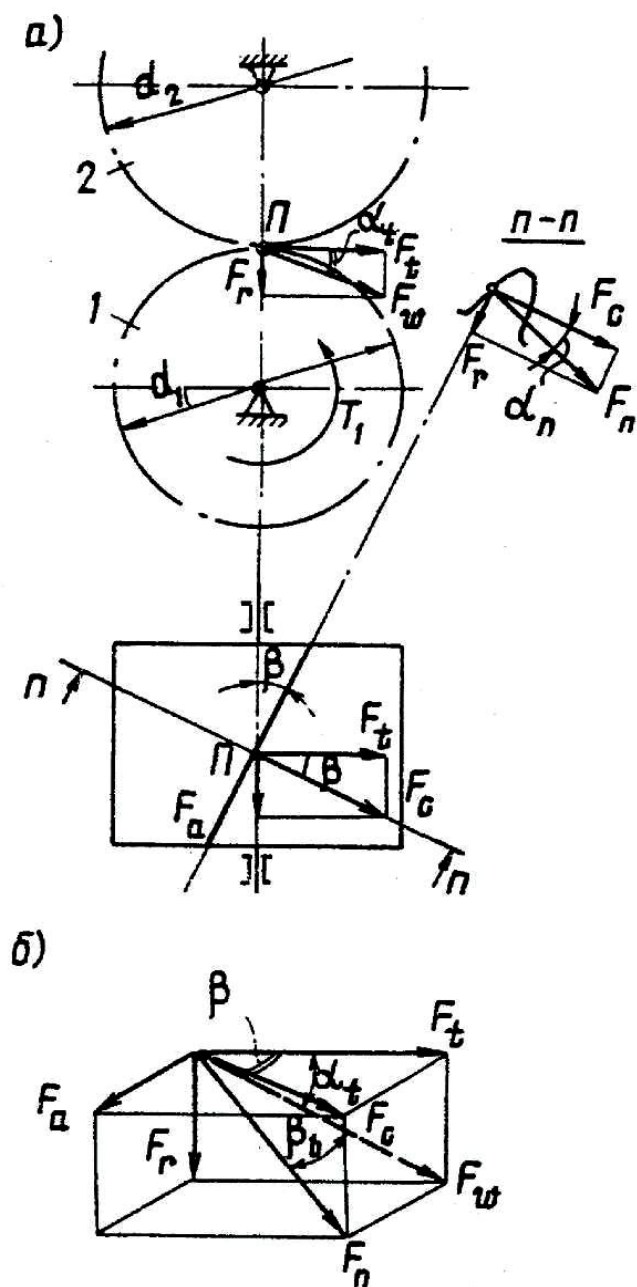
де  $\beta$  – кут нахилу зуба на ділильному циліндрі.

При заданому моменті на шестерні отримаємо:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (16)$$

Маємо

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}. \quad (17)$$



Отримані значення складових нормальної сили використовується при визначенні реакцій в опорах валів. На рис. 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  $\beta_b$  ( $\beta_b < \beta$ ), тобто куту нахилу зубів на основних

Рис. 13

циліндрах. В деяких випадках

зручніше виразити нормальну силу  $F_n$  через кут  $\beta_b$ , замість  $\beta$ . Із прямокутних трикутників, утворюваних векторами сил  $F_a$ ,  $F_w$ ,  $F_n$  і  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_w$ ,  $F_n$ , отримаємо наступне

$$F_n = \frac{F_w}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t}, \quad (18)$$

де  $\alpha_t$  – 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 (8) для приведенного радіуса кривини, після ряду перетворень отримаємо формулу для обчислення приведенного радіуса кривини в зачепленні косозубої передачі

$$p_{n.np} = \frac{p_{n1} \cdot p_{n2}}{(p_{n2} \pm p_{n1})} = \frac{d_1 \cdot i \cdot \sin \alpha_t}{2 \cos \beta_b \cdot (i + 1)}. \quad (19)$$

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  $\varepsilon_\gamma$  включає доданок  $\varepsilon_\beta$ , що враховує нахил зубів:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (20)$$

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

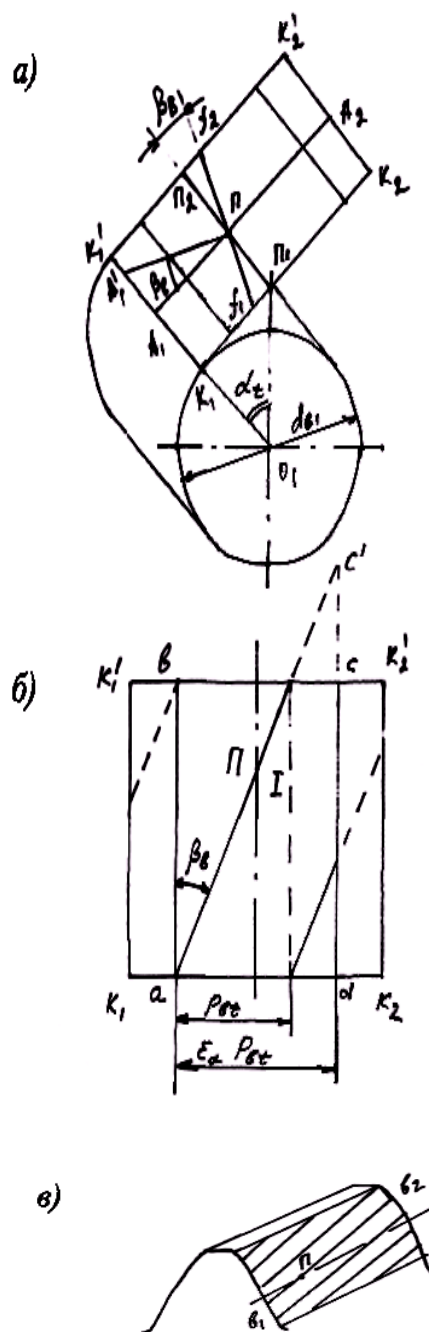


Рис. 14

Як бачимо, із зростанням  $b_w$  росте  $\varepsilon_\beta$  і відповідно збільшується  $\varepsilon_\gamma$ . Лінія контакту на активній поверхні зуба нахилена до початкової лінії. На рис. 14, а показане послідовне положення ліній контакту на активній поверхні зуба. На рис. 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  $\varepsilon_\alpha$ , рівному будь-якому цілому числу. В даному випадку сумарна довжина контактної лінії може бути визначена виразом

$$l_k = l_{kI} + l_{kII} = ac' = \frac{b_w \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b}. \quad (21)$$

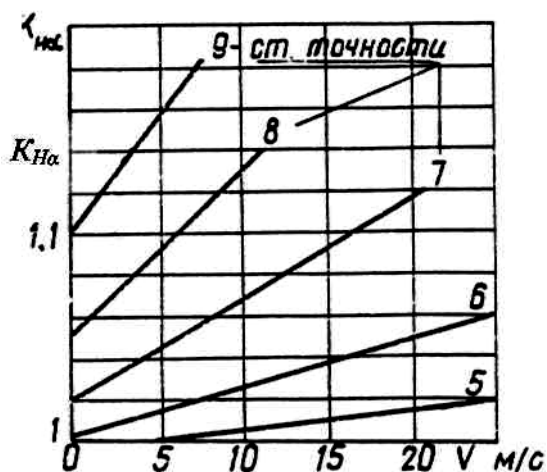


Рис. 3.15

Якщо  $\varepsilon_\beta$  і  $\varepsilon_\alpha$  не рівні цілим числам, то довжина сумарної лінії контакту не залишається постійною і формула (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. 15. З урахуванням вищезгаданого, а також формули (21) маємо

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

$$= \frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w \cdot \varepsilon_a \cdot \cos \alpha_t} = \frac{w_{Ht}}{\varepsilon_a \cdot \cos \alpha_t}, \quad (22)$$

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

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} (i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (23)$$

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

Суть коефіцієнтів  $Z_H$ ,  $Z_\varepsilon$  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. 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  $Y_\beta$ , який враховує вплив кута нахилу зубів на згинальну міцність і визначається за формулою  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ , де  $\beta$  – в градусах.

При заданому крутному моменті  $T_I$  на шестерні отримаємо

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_I \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}{d_I \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (24)$$

## 6. Допустимі контактні і згинальні напруження

Контактні напруження визначаються за залежністю

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{s_H} K_{HL}, \quad (25)$$

де  $\sigma_{H0}$  – межа контактної витривалості, відповідна базовому числу циклів  $N_{H0}$  (рис. 16);  $S_H$  – коефіцієнт безпеки (коефіцієнт запасу міцності);  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності.

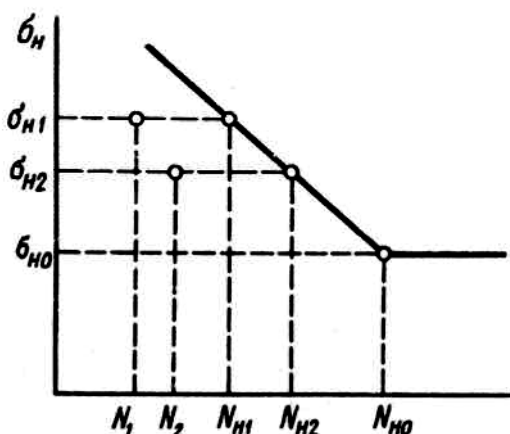


Рис. 16

Межа контактної витривалості і базове число циклів в основному залежать твердості активних поверхонь зубів. В табл. 3. приведені залежності, за якими рекомендується визначати  $\sigma_{H0}$ . 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

$$\sigma_{H0} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}, \quad (26)$$

де  $N_{H0}$  – базове число циклів; базове число циклів  $N_{H0}$  визначається за таблицею 3.22 [4]. Графік перекладу одиниць HRC в одиниці HB зображений на рис. 3.1 [4].  $N_H$  – реальне (фактичне) число циклів зміни контактних напружень.

Таблиця 3

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

Тоді коефіцієнт  $K_{HL}$  визначається за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}. \quad (27)$$

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

$$N_H = 60ncL_h - \text{для нереверсивного навантаження}; \quad (28)$$

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

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

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2}. \quad (29)$$

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

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{s_F} K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (30)$$

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  $HV > 350$ );  $K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності, що враховує число циклів зміни напружень згину:

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

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

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

В табл. 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 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	17
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	НВ=180..350	НВ=180..350	1,8НВ	
Азотування легованих сталей		24...40	18HRC+50	2,0

## 7. Приклад розрахунку циліндричної зубчастої 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 (HB = 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:

$$\begin{aligned} N_{Hel} &= 60 \cdot c \cdot n_1 \sum_{k=1}^k \left[ \left( \frac{T_i}{T_{MAX}} \right)^3 \cdot t_i \right] = \\ &= 60 \cdot 1 \cdot 1500 \cdot \left[ \left( \frac{1,25 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,15 + \left( \frac{1,0 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,7 + \left( \frac{0,85 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,1 + \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{0,65 \cdot 130}{1,25 \cdot 130} \right)^3 \cdot 0,05 \right] \cdot 13 \cdot 10^3 \approx 6,4 \cdot 10^8, \end{aligned}$$

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

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

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

тоді коефіцієнти довговічності дорівнюватимуть (3.27):

$$k_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{He1}}} = \sqrt[6]{\frac{8 \cdot 10^8}{6,4 \cdot 10^8}} = 1; \quad k_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{He2}}} = \sqrt[6]{\frac{6 \cdot 10^7}{2,3 \cdot 10^8}} = 0,6.$$

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  $a_\omega$ , (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  $HV < 350$ .

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):

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

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

Коефіцієнт торцевого перекриття визначається по формулі:

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

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):

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,058 \cdot 1500}{60} = 4,6 \text{ м / с.}$$

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  $\Delta$  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:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_F \cdot Y_\beta \cdot w_{Ft} \cdot k_{FV}}{m} =$$

$$= \frac{3,92 \cdot 1 \cdot 84 \cdot 1,21}{2} = 199 \text{ МПа} < [\sigma_{FP}] = 235 \text{ МПа.}$$

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 перевірочний розрахунок циліндричних зубчастих передач вважається закінченим.

## 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?

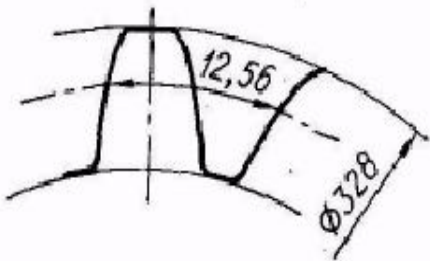
- А. 2 мм.
- Б. 2,5 мм.
- В. 3 мм.
- Г. 4 мм.

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

- А. 110 мм.
- Б. 100 мм.
- В. 90мм.
- Г. 80мм.

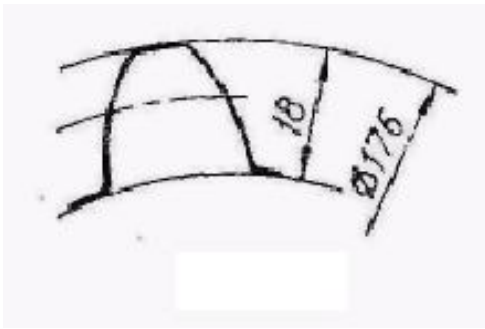
8. Скільки зубів має це нормальне прямозубе зубчасте колесо?

- 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.

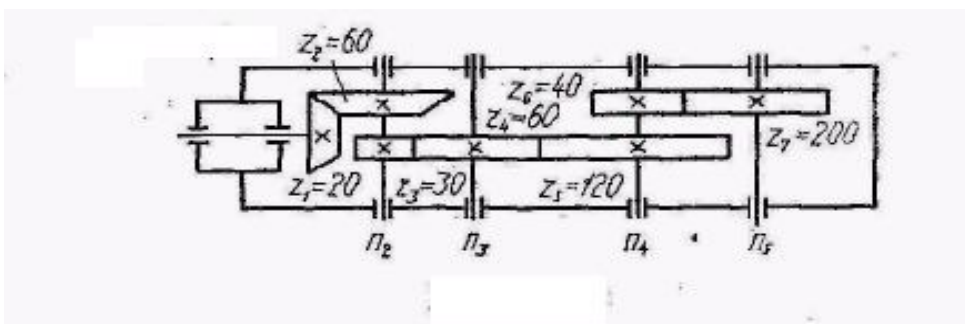


10. Механізм має декілька послідовних передач; при обертанні провідного валу із швидкістю 1000 об/хв ведений обертається із швидкістю 80 об/хв. Як вірно назвати цей механізм?

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

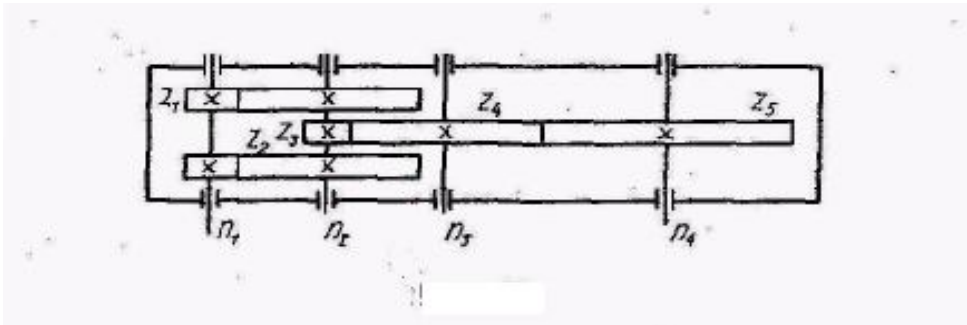
11. За заданими умовами визначити частоту обертання на виході  $n_5$  ( $n_1=900$  об/хв).

- 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;  $\rho$  – крок;  $b$  – ширина вінця;  $z$  – число зубів;  $\alpha$  – 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:  $\alpha_\omega$  – міжосьова відстань;  $u$  – передаточне число;  $z_1, z_2$  – кількість зубів коліс;  $\psi_{BA}$  – 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. Передача з циліндричними зубчастими колесами характеризується наступними основними параметрами:  $\alpha_\omega$  – міжосьова відстань;  $u$  – передаточне число;  $z_1, z_2$  – кількість зубів коліс;  $\psi_{BA}$  – коефіцієнт ширини зубів. Скільки з них повинні призначатися з урахуванням стандартизованого ряду чисел?

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



17. 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.

18. 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.

19. 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.

20 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.

21. Яка з написаних залежностей між міжосьовою відстанню (а) 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.  $d_1 + d_2 = 2a$ .

22. 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.

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

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

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

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

25. Яким матеріалом 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 об'ємним гартуванням.
- Г. Низьковуглецеві та леговані сталі з поверхневою хіміко-термічною обробкою.

26. 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.

27. У якій кількості з перерахованих випадків поєднання матеріалів для виготовлення зубчатих коліс недоцільно?

- А. У двох.
- Б. У трьох.
- В. У чотирьох.
- Г. У п'яти.

28. Залежно від чого призначається ступінь точності зубчатого колеса?

- А. Від окружної швидкості ( $v$ ).
- Б. Від частоти обертання ( $n$ ).
- В. Від передаваної потужності ( $N$ ).
- Г. Від навантажуючого моменту ( $T$ ).

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

А. Ст. 9Е.

Б. Ст. 8Д.

В. Ст. 7С.

Г. Ст. 6В.

30. Яким з приведених можливих критеріїв працездатності зубчатих передач вважають найбільш вірогідним для передач у виконання редуктора (закритому)?

А. Поломка зубів.

Б. Втомне вифарбовування поверхневих шарів.

В. Абразивний знос.

Г. Заїдання зубів.

31. Порівнюються два нормальні зубчаті 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.

32. З'ясувалося, що при розрахунках зубчатих 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  $\sqrt{2} = 1,4$  разу.

Г. У  $\sqrt[3]{4} = 1,58$  разу.

33. Від чого не залежить коефіцієнт міцності зубів по згинальній напрузі ( $\gamma$ )?

А. Матеріалу.

Б. Числа зубів.

В. Коефіцієнта зсуву початкового контуру.

Г. Форми викришування зуба.

34. Із збільшенням діаметру зубчатого 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.

35. Яка з приведених формул для розрахунку модуля прямозубого зубчатого 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.  $m \geq Y_F \frac{2TK_F}{d\psi_m[\sigma]_F}.$

Тут  $T$  — передаваний момент;  $Y_F$  — коефіцієнт міцності при розрахунках на вигин;  $K_F$  — коефіцієнт навантаження;  $\psi_m = \frac{b}{m}$  — коефіцієнт ширини зубчатого колеса;  $z$  — число зубів;  $d$  — дільний діаметр;  $[\sigma]_F$  — напруження вигину, що допускається.

36. Як зміниться напруження вигину, 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.

37. Запропоновані наступні способи збільшення згинальної міцності зуба. Що назване помилково?

А. Збільшити модуль.

Б. Загартувати зубчате колесо.

В. Фланкувати зуби.

Г. Нарізувати зубчате колесо із зрушенням створюючої рейки усередину контура.

38. Скільки з перерахованих відомостей про зубчате колесо треба знати щоб призначити коефіцієнт міцності зубів по изгибным напрузі  $\gamma_F$ ? Модуль ( $t$ ); діаметр ( $d$ ); число зубів ( $z$ ); коефіцієнт зсуву ( $x$ ); крок ( $\rho$ ); кут нахилу зуба ( $\beta$ )

А. П'ять.

Б. Чотири.

В. Три.

Г. Два.



39. У основу розрахунку зубчатих передач (рис. 42) на контактну міцність покладена формула Герца  $\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega}{\rho} \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \leq [\sigma]_H$ ,

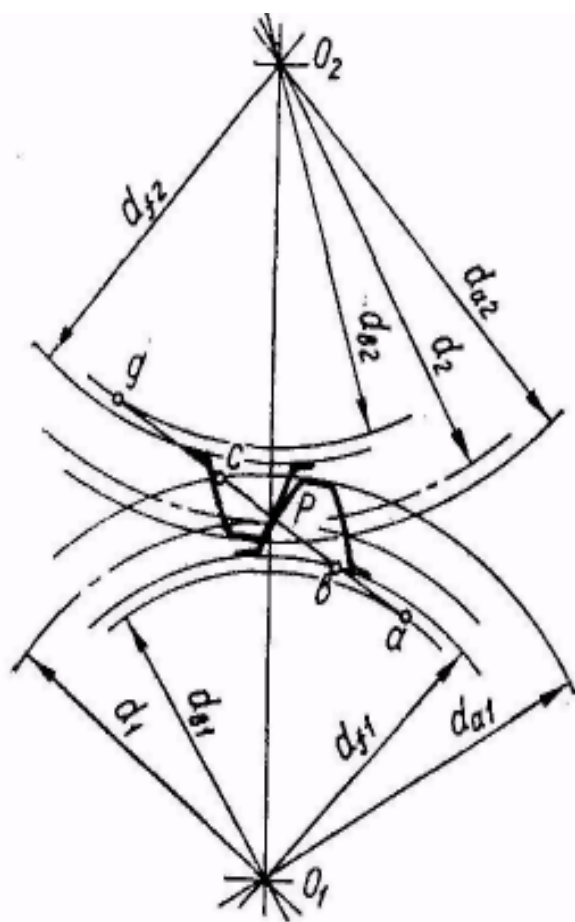


Рис. 42

де — нормальна до поверхні зуба  
питоме навантаження;  $E$  —  
приведений модуль пружності  
матеріалів;  $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$  — приведений  
радіус кривизни;  $\nu$  — коефіцієнт  
поперечного стиснення;  $\sigma_H, [\sigma]_H$  —  
відповідно контактна контактна  
напруга, що допускається.

Що приймається в якості  $r_1, r_2$   $r_1, r_2$   
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.  $r_1 = aP$ ;  $r_2 = gP$ .

40. Як зміниться контактне напруження, якщо навантаження на зубчасту передачу зросте в чотири рази?

- А. Не зміняться.
- Б. Зростуть в два рази.
- В. Зростуть в чотири рази.
- Г. Зростуть в 16 разів.

41. Який вид руйнування зубів найбільш характерний для закритих, добре змащувальних, захищених від забруднень зубчатих передач?

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

42. 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.

43. Яка з приведених формул для розрахунку контактних напружень в циліндрисній зубчатій передачі записана невірно?

А.  $\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{d_1 b u}}$ .

Б.  $\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 T_1 K_H (u \pm 1)}{d_1^2 b u}}$ .

В.  $\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^3 N_1 K_H (u \pm 1)}{n_1 d_1^2 b u}}$ .

Г.  $\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^3 N_2 K_F (u \pm 1)}{n_2 d_2^2 b u}}$ .

Тут  $Z_H Z_M Z_\varepsilon$  — коефіцієнти;  $F_t$  — окружне зусилля;  $K_H$  - коефіцієнт навантаження;  $u$  — передавальне число;  $b$  — ширина зубчатих коліс;  $d_1, d_2$  — діаметр шестерні, колеса;  $T_1$  — момент на шестерні;  $N_1, N_2$  - потужність на шестерні, колесі;  $n_1, n_2$  — частота обертання шестерні, колеса.

44. Міжосьову відстань закритої циліндрової зубчатої передачі розраховують з умови контактної міцності. Нижче приведені використовувані для цієї мети розрахункові формули. Яка з них записана невірно?

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

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

В.  $a \geq K_{aN} (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{N_2 K_H}{n_2 \psi_{BA} u [\sigma]_H^2}}$ .

Г.  $a \geq K_{aN} (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{N_1 K_H}{n_1 \psi_{BA} u [\sigma]_H^2}}$ .

Тут  $K_a, K_{aN}$  — чисельні коефіцієнти;  $T_1, T_2$  — момент на шестерні, колесі;  $N_1, N_2$  — потужність на шестерні, колесі;  $K_H$  — коефіцієнт навантаження;  $i$  — передавальне число;  $\psi_{BA}$  — коефіцієнт ширини зубів;  $n_1, n_2$  — частота обертання шестерні, колеса;  $[\sigma]_H$  — контактна напруга, що допускається.

45. Коефіцієнти навантаження при розрахунках циліндричних зубчатих передач знаходять в основному як розрахункова залежність двох коефіцієнтів:  $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$ ;  $K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$ . Що враховує коефіцієнт  $K_\beta$ ?

- А. Можливі короткочасні перевантаження щодо номінального, прийнятого для розрахунку навантаження.
- Б. Динамічні навантаження, пов'язані з неточностями виготовлення зубчатих коліс.
- В. Концентрацію навантаження по ширині зубчатого вінця.
- Г. Втрату міцності зуба у зв'язку із стоншуванням при зносі.

46. Явище динамічного навантаження при розрахунках циліндричних зубчатих передач враховують коефіцієнтом  $K_v$ . З чим зв'язують вибір або розрахунок його? Який запис зроблений помилково?

- А. З окружною швидкістю.
- Б. Розміщенням зубчатого колеса на валу щодо опор.
- В. Точністю, виготовлення зубчатих коліс.
- Г. Возможностью їх спрацюванням в передачі.

47. Для якої з приведених передач слід призначити найбільший коефіцієнт концентрації навантаження (рис. 43)?

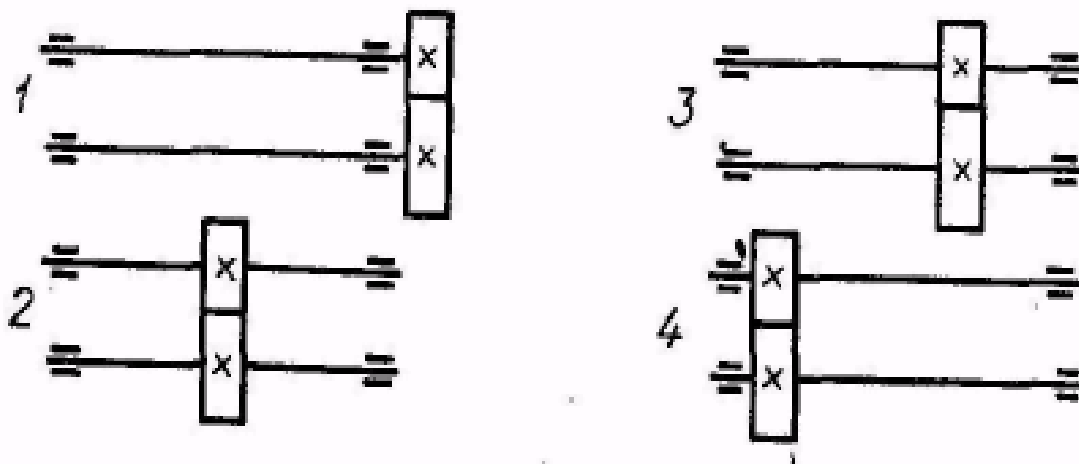


Рис. 43

48. Порівнюються передачі, у яких відношення ширини зубчатого колеса ( $b$ ) до діаметру ( $d_1$ ) складає. 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.  $\frac{b}{d_1} = 1$ .

49. Чому дорівнює коефіцієнт динамічності, якщо корисне навантаження на зуб складає 40 000 Н, а додаткова динамічна — 4000 Н?

А. 0,1.

Б. 1,0.

В. 1,1.

Г. 0,9.

50. Для зменшення динамічних навантажень в зубчатій передачі запропоновано:

А. Зробити зуб бочкоподібної форми.

Б. Понизити твердість колеса ( $HV < 350$ ).

В. Зменшити розміри зубчатих коліс.

Г. Зменшити модуль при тих же розмірах.

Яка з дій не дає позитивного ефекту?

51. По якій з приведених формул слід визначати допустиме напруження згину, для розрахунку нереверсивної зубчатої 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.  $[\sigma]_F = \frac{\sigma_{-1} Y_{\Pi} Y_M}{n}$ .

Тут  $\sigma_B, \sigma_T, \sigma_O, \sigma_{-1}$  — відповідно межа міцності, текучості, витривалості (з урахуванням концентрації напруги);  $Y_H$  — чинник стану поверхні;  $Y_M$  — масштабний чинник;  $n$  — коефіцієнт безпеки.

52. З чим зв'язують вибір допустимих контактних напружень для розрахунку зубчатих передач?

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

53. Облік режиму навантаження при розрахунках зубчатих передач полягає в тому, що вибране або розраховане допустиме напруження, для не змінного в часі тривалого навантаження множать на коефіцієнт режиму (коефіцієнт довговічності)  $K_L = \sqrt[m]{\frac{N_O}{N_E}}$ ,

де — базове число циклів зміни напруги;  $N_E$  — еквівалентне число циклів зміни навантажень. Чому рівний показник ступеня  $m$  при розрахунках на контактну міцність?

- А. 9.
- Б. 8.
- В. 7.
- Г. 6.

54. Коефіцієнт режиму навантаження (коефіцієнт довговічності)  $K_L$ , за допомогою якого враховується змінність навантаження зубчатої 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.

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

- А. 106.
- Б.  $4 \cdot 10^6$ .
- В.  $10 \cdot 10^6$ .
- Г.  $25 \cdot 10^6$ .

56. Для проектування закритої зубчатої 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 передавальне число  $i$ .
- Г. Необхідно додатково знати потужність на колесі  $N_2$ .



57. При проектуванні закритої зубчатої передачі виконують наступні основні розрахунки: 1) розраховують і призначають модуль; 2) розраховують і призначають міжосьову відстань; 3) розраховують або призначають число зубів зубчатих коліс пари; 4) призначають ширину зубчатих 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.

58. У розрахунках зубчатих 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 зубчатої передачі в редукторі приводу з відомим двигуном які перевірочні розрахунки треба зробити?

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

59. Яка схема дії сил і моментів в зубчатій парі вірна (рис. 44)?

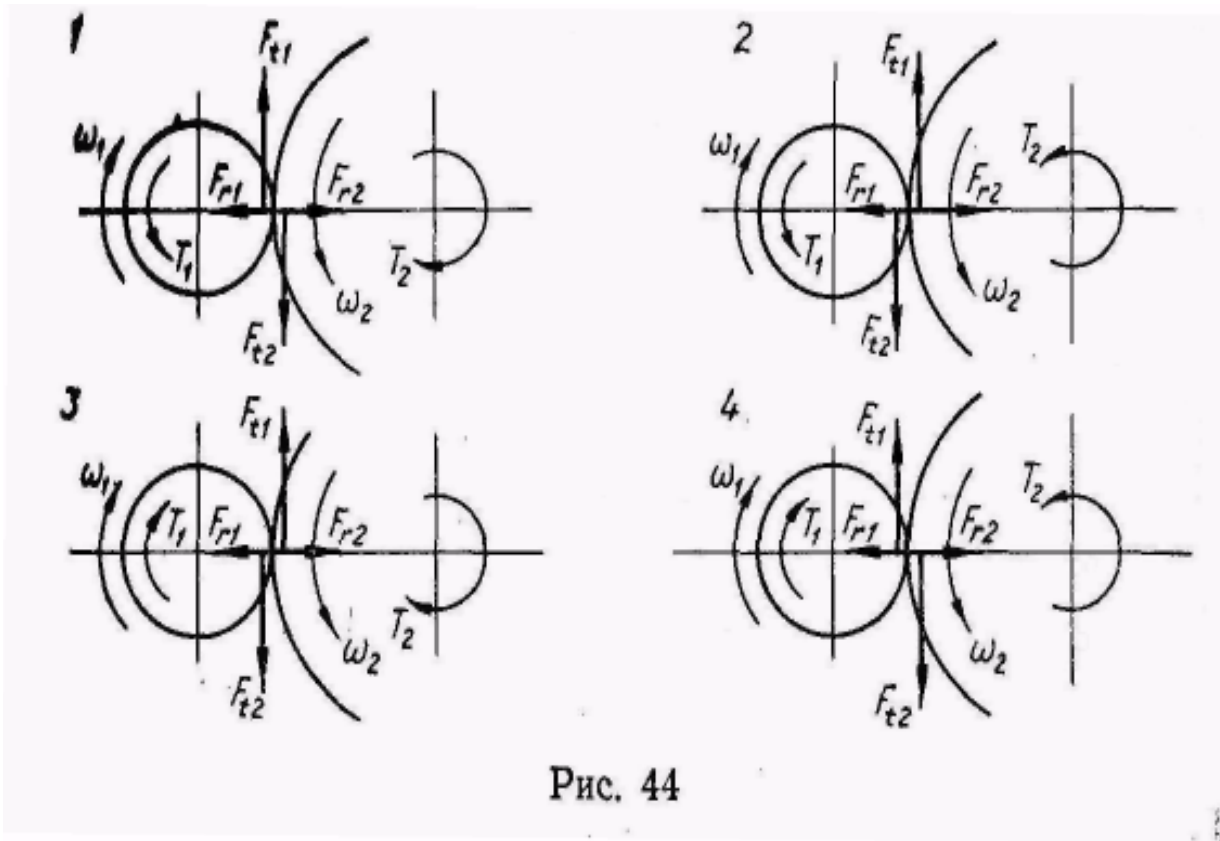


Рис. 44

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

- А.  $\beta = 2 : 8^\circ$ .
- Б.  $\beta = 8 : 20^\circ$ .
- В.  $\beta = 20 : 40^\circ$ .
- Г.  $\beta = 40 : 60^\circ$ .

61. Стосовно косозубому зубчастому колесу розрізняють модуль торець ( $m_t$ ) і модуль нормальний ( $m_n$ ). Який взаємозв'язок між ними?

А. Не пов'язані один з одним.

Б. Рівні.

В. Не рівні.

Г.  $m_t < m_n$ .

62. 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.  $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$ .

63. У косозубого зубчастого колеса розрізняю три кроки: торець, нормальний, осьовий і відповідно три модуля. Який модуль призначається із стандартного ряду чисел?

А. Всі.

Б. Нормальний ( $m_n$ ).

В. Торець ( $m_t$ )

Г. Осьовий ( $m_a$ ).

64. При прийнятій міжосьовій відстані ( $a_o$ ), значення нормального модуля ( $m_n$ ) і цілому числі зубів ( $z_1, z_2$ ) кут нахилу зубів ( $\beta$ ) знаходять розрахунковим шляхом. Якою формулою при цьому треба скористатися?

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

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

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

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

65. Позитивні якості косозубой передачі виявляються за наявності 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.  $b \geq \frac{\pi m_n}{\tg \beta}$ .

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

66. Форма косого зуба в нормальному перетині відповідає формі зуба еквівалентного прямозубого зубчатого 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.  $z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ .

Тут  $\beta$  — кут нахилу зуба.

67. Передача з косозубими зубчастими колесами в порівнянні з аналогічною прямозубою передачею має наступні переваги:

А. Добре приробляється.

Б. Працює плавно, із значно меншим шумом;

В. Має велику згинальну і контактну міцність зубів.

Г. Створює осьові навантаження на вали і підшипники.

Яка з перерахованих якостей віднесена до переваг помилково?

68. Чи можна розрахунки косозубих передач на контактну міцність ввести по тих самим формулах, що і прямозубих?

А. Не можна.

Б. Можна.

В. Доцільно навантаження для розрахунку завищити приблизно в 1,3:1,4 разу.

Г. Доцільно навантаження для розрахунку занизити в 1.3:1,4 разу.

69. Як вибирається коефіцієнт міцності  $\gamma$  при розрахунках косозубих зубчастих коліс на згинальну міцність?

А. З тих рекомендацій, що і для прямозубих.

Б. З тих рекомендацій, що і для прямозубих, але з введенням додаткового поправочного коефіцієнта, що враховує кут нахилу зуба ( $\gamma_\beta$ ).

В. По тих рекомендацій, що і для прямозубих, але по еквівалентному числу зубів ( $z_E$ ) і введенням поправочного коефіцієнта ( $\gamma_\beta$ ).

Г. З тих рекомендацій що і для прямозубих, але по еквівалентному числу зубів.

70. 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.

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

А. Рівні.

Б. Менше.

В. Більше.

Г. І більше, і менше залежно від конкретних умов експлуатації.

72. Яка схема дії сил на зуб шестерні вірна (рис. 45)?

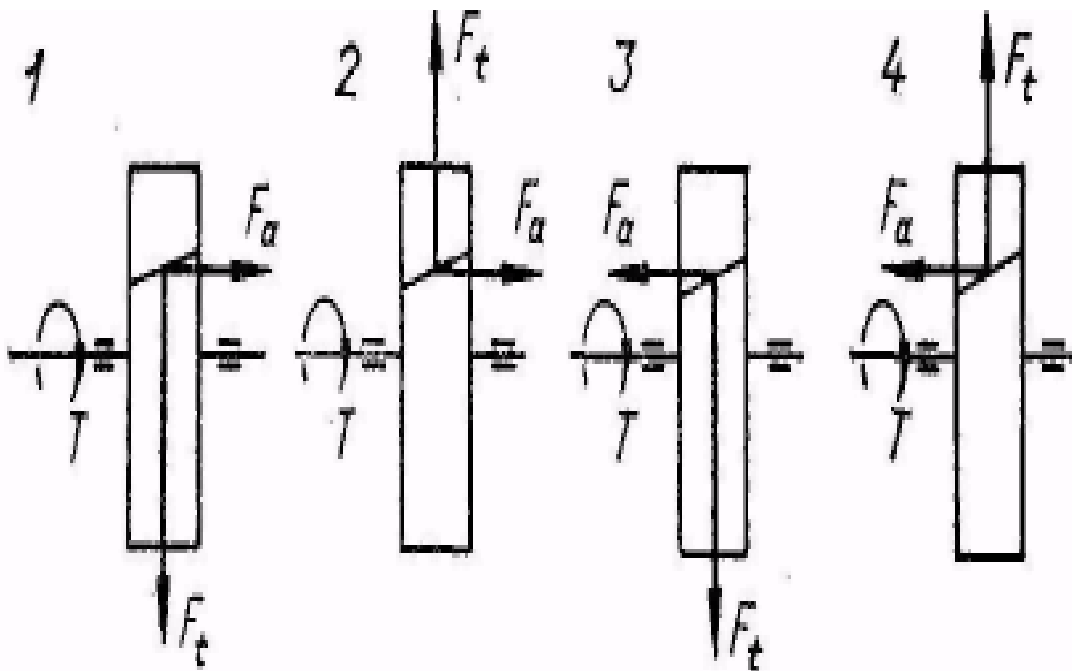


Рис. 45

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

Тут  $\alpha$  — кут зачеплення в нормальному перетині;  $\beta$  — кут нахилу зуба;  $F_t$  — колове зусилля.

74. 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.  $\beta = 40 : 60^\circ$ .

75. У передачі з косозубими зубчастими колесами із збільшенням кута нахилу зуба:

А. Збільшуються осьові навантаження на опори валів.

Б. Поліпшується працездатність зубчатих коліс.

В. Підвищується плавність роботи.

Г. Підвищується згинальна і контактна міцність зубів.

Яке з цих тверджень не має сенсу стосовно передач шевронними зубчастими колесами?



76. У передачі 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.

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

А. Зміниться передавальне число передачі.

Б. Збільшаться динамічні навантаження.

В. Порушиться правильність зачеплення.

Г. З'являться осьові навантаження на вали.

78. Наголошуються особливості передач конічними зубчастими колесами в порівнянні з циліндричними:

А. Складніше у виготовленні і монтажі.

Б. Працюють з меншим шумом.

В. Нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба більша, оскільки одне з коліс розміщене на консолі валу.

Г. Дозволяють передавати обертання між пересічними валами.

Яка особливість сформульовано невірно?

79. Яка з формул для визначення передаточного числа конічної передачі записана невірно?

А.  $u = \frac{d_2}{d_1}$ .

Б.  $u = \frac{z_2}{z_1}$ .

В.  $u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2$ .

Г.  $u = \frac{\cos \delta_2}{\cos \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_2$ .

Тут  $d_1, d_2$  — ділильні діаметри шестерні, колеса;  $z_1, z_2$  — числа зубів;  $\delta_1, \delta_2$  — кути при вершинах початкових конусів.

80. Який кут перехисту осей валів в передачах з конічними зубчастими колесами має найбільше розповсюдження?

А.  $60^\circ$ .

Б.  $75^\circ$ .

В.  $90^\circ$ .

Г.  $120^\circ$ .

81. Які зуби має зубчасте колесо із зачепленням Новікова?

А. Прямі.

Б. Гвинтові (косі).

В. Круги.

Г. Будь-які з перерахованих.

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

А. Евольвентою.

Б. Циклоїдою.

В. Дугами кола.

Г. Поєднанням прямих і дуг кола.

83. Приведений радіус кривизни в зачепленні Новікова в порівнянні з евольвентним:

А. Більше.

Б. Менше.

В. Рівний.

Г. І більше, і менше, і рівний.

84. У скільки разів (приблизно) несуча здатність передач із зачепленням Новікова при покращуванні матеріала зубчастих коліс і двох лініях зачеплення вище, ніж евольвентних?

А. У 1,1 разу.

Б. У 1,4 разу.

В. У 1,8 разу.

Г. У 2,2 разу.

85. 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.  $30 : 50^\circ$ .

86. Здатність навантаження передачі із зачепленням Новікова можна збільшити:

- А. Перейшовши на профіль з двома лініями зачеплення.
- Б. Штучно збільшуючи число пар зубів, що зачіпляються.
- В. Зменшуючи кут нахилу зубів.
- Г. Збільшуючи модуль.

Який спосіб переважний при обмежених осьових габаритах?

87. Прийнято розрізняти редуктори:

- А. Одноступінчаті.
- Б. Двоступінчасті.
- В. Триступінчасті.
- Г. Багатоступінчасті.

Які з них набули найбільшого поширення в сучасному машинобудуванні?

## 10. Задачі

### Задача 1

Прямозуба передача має такі параметри:  $z_1 = 18$ ;  $z_2 = 90$ ;  $d_{a1} = 100$  мм. Знайти модуль та міжосьову відстань.

### Задача 2

Визначити передаточне число редуктора привода стрічкового конвейєра, якщо швидкість руху стрічки  $v = 0,75$  м/с, діаметр барабана  $D_6 = 350$  мм, частота обертання вала електродвигуна  $n_1 = 940$  об/хв.

### Задача 3

Визначити потрібну потужність електродвигуна привода стрічкового конвейєра, якщо тягове зусилля стрічки  $F = 5000$  Н, швидкість руху стрічки  $v = 0,75$  м/с. Редуктор - двоступінчастий, ККД пари зубчастих коліс  $K_1 = 0,98$ , к.к.д. пари підшипників кочення  $K_2 = 0,99$ .

### Задача 4

Для прямозубої циліндричної передачі відомо:  $a = 200$  мм,  $m = 4$  мм,  $u = 4$ ,  $z_1 = 20$ . Визначити основні розміри зубчастих коліс, а також кутову швидкість колеса, якщо кутова швидкість шестерні  $100$  рад/с.

### **Задача 5**

Визначити основні розміри косозубих коліс циліндричного одноступінчастого редуктора, якщо  $a = 125$  мм,  $z_{\square} = z_1 + z_2 = 99$ ,  $u = 3,5$ ,  $m_n = 2,5$  мм.

### **Задача 6**

Одноступінчастий циліндричний редуктор з косозубими колесами має параметри:  $a = 200$  мм;  $m_n = 4$  мм;  $z_1 = 18$ ;  $z_2 = 81$ . Знайти кут нахилу зубів.

### **Задача 7**

Визначити передаточне число та швидкість обертання веденого вала прямозубої передачі внутрішнього зачеплення, якщо швидкість обертання ведучого вала  $n_1 = 940$  об/хв, діаметри ділільних окружностей зубчастих коліс  $d_1 = 60$  мм і  $d_2 = 195$  мм. Визначити числа зубів та зробити ескіз передачі, якщо модуль зачеплення  $m = 3$  мм і ширина коліс  $b = 40$  мм.

### **Задача 8**

Циліндрична зубчаста передача з прямими зубами має  $m = 3$  мм,  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 100$ . Визначити передаточне число та основні геометричні параметри зубчастої передачі.

### ***Задача 9***

Замірами деяких елементів циліндричної передачі з шевронними зубами визначили міжосьову відстань  $a = 800$  мм, діаметр окружності виступів шестерні  $d_{a1} = 270$  мм, число зубів шестерні  $z_1 = 32$  і колеса  $z_2 = 168$ , ширину колеса  $b = 320$  мм. Визначити основні розміри передачі та зробити її ескіз.

### ***Задача 10***

Шестерня косозубої циліндричної передачі має 60 зубів, обертається з частотою 1450 об/хв. Частота обертання колеса 630 об/хв. Визначити модуль зачеплення (нормальний та коловий), якщо міжосьова відстань передачі 400 мм та кут нахилу зубів 8, 6, 34. Яке число зубів колеса?

### ***Задача 11***

Пара шевронних коліс з числом зубів 24 та 35 обертається так, що колова швидкість зубчастого вінця дорівнює 4,2 м/с. Знайти кутову швидкість обертання та частоту обертання коліс, діаметр ділільних окружностей, якщо міжосьова відстань передачі дорівнює 120 мм та кут нахилу зубів 28, 57, 18. Які модулі зачеплення?

### **Задача 12**

Шевронний редуктор має характеристику:  $m_n = 3,5$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 100$ ;  $b = 100$  мм; матеріал зубчастої пари: шестерня - сталь 40ХН, колесо - сталь 40Х. Як використовується навантажувальна здатність редуктора за контактною міцністю зубів при потужності на ведучому валу  $P_1 = 22$  кВт та  $n_1 = 960$  об/хв?

### **Задача 13**

Швидкість обертання швидкохідного вала співвісного косозубого редуктора  $n_{шв} = 930$  об/хв. Число зубів коліс:  $z_1 = 18$ ;  $z_2 = 81$ ;  $z_3 = 20$ . Нормальний модуль  $m_n = 2$  мм, кут нахилу зубів 8, 6, 34. Визначити загальне передаточне число редуктора, швидкість обертання тихохідного вала та міжосьову відстань. Зробити ескіз редуктора.

### **Задача 14**

Приведений в дію виконавчий механізм від електродвигуна через двоступінчастий циліндричний редуктор та відкриту конічну зубчасту передачу. Знайти передаточні числа редуктора, конічної передачі, загальне. Визначити кутову швидкість  $\omega_4$  вала виконавчого механізму, якщо  $\omega_1 = 98,2$  рад/с,  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 118$ ,  $z_3 = 20$ ,  $z_4 = 106$ ,  $z_5 = 20$ ,  $z_6 = 80$ .



### ***Задача 15***

Визначити загальне передаточне число двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора, колеса якого мають числа зубів:  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 62$ ;  $z_3 = 18$  та  $z_4 = 81$ . Яка міжосьова відстань тихохідного ступеня, якщо нормальний модуль  $m_n = 3$  мм, кут нахилу зубів 8, 6, 34°?

### ***Задача 16***

Дві зубчасті передачі для передачі потужності на ведучому валу  $P_1 = 11,77$  кВт при кутовій швидкості вала  $\omega_1 = 20,95$  рад/с, виконані косозубими, але з різними кутами нахилу зуба; одна – з 9°, а інша – з 18°. Знайти осьові сили для кожної передачі, якщо  $m_n = 4$  мм,  $z_1 = 60$ .

### ***Задача 17***

Визначити модуль зачеплення та основні розміри прямозубих коліс одноступінчастого редуктора за даними:  $P_1 = 50$  кВт;  $\omega_1 = 89,6$  рад/с;  $u = 4$ ; відношення  $b_2/a = 0,2$ ; марку сталі для коліс вибрати самостійно, розрахунок вести щодо контактної міцності. Передача реверсивна. Строк служби передачі не обмежений.

### ***Задача 18***

Для одноступінчастого редуктора з циліндричними косозубими колесами визначити сили в зачепленні. Задано:  $P_1 = 11$  кВт;  $\omega_1 = 35,6$  рад/с;  $u = 4,5$ ;  $z = z_1 + z_2 = 99$ ;  $m_n = 4$  мм.

### ***Задача 19***

Яке номінальне напруження згину виникає в небезпечному перерізі зуба колеса циліндричної прямозубої передачі, якщо напруження згину в зубі шестерні  $\sigma_{F1} = 9,6$  МПа, а  $u = 5$ ,  $z_1 = 20$ .

### ***Задача 20***

Який обертаючий момент передає прямозуба шестерня відкритої передачі, якщо в небезпечному перерізі зуба виникає напруження згину  $\sigma_{F1} = 118$  МПа при коефіцієнті навантаження  $k = 1,2$ . Параметри шестерні:  $m = 5$  мм;  $z_1 = 20$ ;  $b = 75$  мм.

### ***Задача 21***

З умови контактної міцності поверхонь зубів визначити величину допустимої потужності на ведучому валу одноступінчастого редуктора з циліндричними прямозубими колесами, якщо  $a = 350$  мм,  $u = 5,6$ ,  $b = 105$  мм,  $\omega_1 = 70$  рад/с. Допустиме напруження для зубів колеса  $\sigma_H = 400$  МПа; коефіцієнт навантаження  $k = 1,3$ .

### Задача 22

Закрита фрикційна циліндрична передача;  $P_1 = 2$  кВт;  $U = 2,5$ ;  $f = 0,04$  – коефіцієнт тертя між катками;  $[\sigma_H] = 1000$  МПа – допустиме контактне напруження (катки зі сталі ШХ15, передача працює в мастилі);  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,3$  – коефіцієнт ширини катка;  $\xi = 0,95$  – коефіцієнт проковзування;  $k_{\Sigma} = 1,25$  – коефіцієнт запасу зчеплення;  $K_H = 1,1$  – коефіцієнт навантаження;  $\eta_{ф.ц} = 0,95$ ;  $\eta_p = 0,99$ . Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $b$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $P_2$  – ?

### Задача 23

Еквівалентна косозубій за міцністю прямозуба циліндрична передача;  $P_1 = 12$  кВт;  $\omega_2 = 50$  с<sup>-1</sup>;  $U_v = 5$ ;  $z_v = 29$ ;  $m_v = m_n = 4$  мм;  $\beta = 18^\circ$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ . Визначити: параметри косозубої передачі:  $z_1$  – ?;  $z_2$  – ?;  $U$  – ?;  $a_w$  – ?;  $m_t$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_a$  – ?;  $F_n$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?. № 17 Дано: прямозуба конічна передача;  $P_1 = 4$  кВт;  $\omega_1 = 150$  с<sup>-1</sup>;  $n_1 = 573,25$  хв<sup>-1</sup>;  $m_e = 3$  мм;  $z_1 = 20$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $b = 40$  мм. Передача ортогональна. Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $d_{e1}$  – ?;  $d_{e2}$  – ?;  $R_m$  – ?;  $R_e$  – ?;  $U$  – ?;  $z_2$  – ?;  $F_{t1}$  – ?;  $F_{a1}$  – ?;  $F_{r1}$  – ?;  $F_n$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $\delta_1$  – ?;  $\delta_2$  – ?;  $\{d_{v1}; d_{v2}; a_v; z_{v1}; z_{v2}; U_v\}$  параметри еквівалентних прямозубих циліндричних зубчастих коліс – ?

### Задача 24

Відкрита прямозуба циліндрична передача з колесами зі сталі 45;  
 $P_1 = 4$  кВт;  $\omega_2 = 28$  с<sup>-1</sup>;  $U = 3$ ;  $z_1 = 20$ ;  $K_F\beta = 1,2$ ;  
 $Y_{FS1} = 3,43 + (13,2/z_1)$ ;  $\sigma_{H1} = 100$  МПа;  $\psi_{bd} = 0,3$ ;  $\alpha = \alpha_w = 0^\circ$ .  
Визначити:  $m$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  
 $F_n$  – ?;  $z_2$  – ?;  $\omega_1$  – ?

### Задача 25

Косозуба відкрита циліндрична передача зі сталевими колесами;  
 $T_2 = 320$  Н·м;  $U = 6$ ;  $z_2 = 132$ ;  $Y_{FS1} = 4,07$ ;  $K_F\beta = 1,6$ ;  $\sigma_{H1} = 100$  МПа;  
 $\epsilon\beta = 1,3$ ;  $\beta = 12^\circ$ ;  $\psi_{bd} = 0,6$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $\omega_1 = 157$  с<sup>-1</sup>. Визначити:  
 $m_n$  – ?;  $m_t$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $T_1$  – ?;  $P_1$  – ?;  $z_1$  – ?; параметри  
прямозубої передачі, еквівалентної за міцністю заданій косозубій:  
 $d_{v1}$  – ?;  $d_{v2}$  – ?;  $a_v$  – ?;  $z_{v1}$  – ?;  $z_{v2}$  – ?

### Задача 26

Конічна закрита передача з коловим зубом;  $P_1 = 12$  кВт;  $U = 4$ ;  
 $n_2 = 372,5$  хв<sup>-1</sup>; Матеріал коліс – сталь 18 ХГТ;  $\sigma_{H1} = 1050$  МПа;  
 $\sigma_{H2} = 950$  МПа;  $K_H = 1,1$ ;  $K_{be} = 0,285$ ;  $\nu_H = 0,91$ ;  $\beta_m = 35^\circ$ ;  $z_1 = 22$ .  
Передача ортогональна. Визначити:  $d_{e1}$  – ?;  $d_{e2}$  – ?;  $U_m$  – ?;  $R_m$  – ?;  
 $R_e$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $m_{mn}$  – ?;  $m_{te}$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $b$  – ?;  $d_{v1}$  – ?;  
 $d_{v2}$  – ?;  $a_v$  – ?;  $U_v$  – ?;  $z_{v1}$  – ?;  $z_{v2}$  – ?

### Задача 27

Відкрита прямозуба циліндрична передача;  $P_1 = 5$  кВт;  $z_1 = 30$ ;  $U = 5$ ;  $\sigma_{HP1} = 400$  МПа;  $\psi_{bd} = 1,2$ ;  $Y_{FS1} = 3,47 + (13,2/z_i)$  (коефіцієнт форми зуба,  $i=1;2$ );  $\omega_1 = 43,96$  с<sup>-1</sup>;  $K_F\beta = 1,2$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ . Визначити:  $m$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?

### Задача 28

Перевірити передачу на контактну витривалість, прийнявши:  $Z_E = 190$ ;  $Z_H = (1/\cos\alpha) \cdot \sqrt{}$  ( );  $Z_\varepsilon = \sqrt{}$  ( );  $\varepsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)$ ;  $\sigma_{HP} = 800$  МПа; колеса сталеві;  $K_H = 1,5$ . № 23 Дано: прямозуба конічна відкрита передача;  $P_1 = 5$  кВт;  $\omega_1 = 157$  с<sup>-1</sup>;  $U = 4$ ;  $z_1 = 20$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\psi_m = 8$ ; матеріал коліс – сталь 40ХН; допустиме навантаження згину зуба  $\sigma_{FP1} = 560$  МПа; коефіцієнт форми зуба  $Y_{FS1} = 3,47 + (13,2/z_{v1})$ ;  $K_F = 1,25$ ;  $\nu_H = 0,85$ . Передача ортогональна. Визначити:  $m$  – ?;  $m_e$  – ?;  $b$  – ?;  $d_{e1}$  – ?;  $d_{e2}$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $T_1$  – ?;  $T_2$  – ?;  $z_2$  – ?;  $z_{v1}$  – ?;  $z_{v2}$  – ?;  $d_{v1}$  – ?;  $d_{v2}$  – ?;  $a_v$  – ?;  $U_v$  – ?

### Задача 29

Закрита косозуба циліндрична передача (колеса сталеві);  $T_1 = 50$  Н·м;  $\omega_2 = 36$  с<sup>-1</sup>;  $U = 5$ ;  $m_n = 4,5$  мм;  $\beta = 18^\circ$ ;  $b_w = 52$  мм;  $z_1 = 22$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ . Визначити:  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $\{d_{v1}; d_{v2}; a_v\}$  (еквівалентні параметри прямозубої передачі, рівномічної із заданою косозубою) – ?;  $T_2$  – ?;  $P_1$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?;  $m_t$  – ?

### **Задача 29**

Прямозуба циліндрична передача з такими даними;  $P_1 = 10$  кВт;  $n_1 = 1460$  хв-1 ;  $m = 4$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 75$ ;  $b_2 = 45$  мм;  $H_1 = 45$  HRCe ;  $H_2 = 40$  HRCe ;  $K_H = 1,25$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$  ; передача закрита, колеса сталеві. Перевірити передачу на контактну міцність, прийнявши:  $Z_N = 1,5$ ;  $S_H = 1,1$ ;  $Z_V = 0,925\sqrt{0,05}$ ;  $Z_R = 0,95$ ;  $Z_X = 1$ ;  $Z_L = 1$ ;  $Z_E = 190$  – для  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа та  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ .

### **Задача 30**

Закрита прямозуба циліндрична передача зі сталевими колесами;  $T_2 = 420$  Н·м;  $z_1 = 25$ ;  $\psi_{ba} = 0,412$ ;  $K_{H\beta} = 1,4$ ;  $\varepsilon_\beta = 0,8$ ;  $\sigma_{HP} = 800$  МПа;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$  ;  $\omega_1 = 157$  с-1 ;  $U = 5$ . Визначити:  $a_w$  – ?;  $m$  – ?;  $T_1$  – ?;  $\omega_2$  – ?;  $P_1$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $z_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?;  $b_w = b_2$  – ?;  $w_n$  – питоме нормальне навантаження, прийнявши  $K_H = 1,2 \cdot K_{H\beta}$  та  $\varepsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2 \cdot (z_1^{-1} + z_2^{-1})$ .

### **Задача 31**

Відкрита косозуба циліндрична передача зі сталевими колесами;  $T_2 = 530$  Н·м;  $z_1 = 45$ ;  $U = 5$ ;  $\psi_{bd} = 0,6$ ;  $K_{F\beta} = 1,7$ ;  $\varepsilon_\beta = 0,8$ ;  $\sigma_{FP1} = 120$  МПа;  $\beta = 10^\circ$  ;  $Y_{FS1} = 3,76$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$  ;  $\omega_1 = 100$  с-1 . Визначити:  $m_n$  – ?;  $m_t$  – ?;  $d_1$  – ?;  $d_2$  – ?;  $a_w$  – ?;  $T_1$  – ?;  $P_1$  – ?;  $z_2$  – ?;  $F_t$  – ?;  $F_r$  – ?;  $F_n$  – ?;  $F_a$  – ?

### **Задача 32**

Косозуба циліндрична закрита передача;  $\omega_1 = 150 \text{ с}^{-1}$ ;  $n_2 = 478 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\beta = 14^\circ$ ;  $P_1 = 2 \text{ кВт}$ ;  $\sigma_{HP} = 500 \text{ МПа}$ ;  $K_H\beta = 1,3$ ;  $\psi_{ba} = 0,315$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $z_1 = 20$ ; колеса сталеві. Визначити:  $a_w - ?$ ;  $d_1 - ?$ ;  $d_2 - ?$ ;  $m_n - ?$ ;  $m_t - ?$ ;  $b = b_w - ?$ ;  $F_{t1} - ?$ ;  $F_{r1} - ?$ ;  $F_n - ?$ ;  $F_{a1} - ?$ .

### **Задача 33**

Косозуба циліндрична закрита передача;  $T_1 = 530 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $U = 4$ ;  $n_1 = 1490 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\beta = 18^\circ$ ;  $H_2 = 37 \text{ HRc}$ ;  $Z_{N1} = 1,5$ ;  $Z_{N2} = 1,2$ ;  $Z_V \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_X = 0,9$ ;  $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$ ;  $K_H\beta = 1,25$ ;  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 20^\circ$ ;  $\psi_{bd} = 0,9$ ;  $z_1 = 25$ ; передача закрита, колеса сталеві. Визначити:  $d_{w1} - ?$ ;  $d_{w2} - ?$ ;  $a_w - ?$ ;  $m_n - ?$ ;  $m_t - ?$ ;  $z_2 - ?$ ;  $\omega_2 - ?$ ;  $T_2 - ?$ ;  $P_1 - ?$ ;  $F_t - ?$ ;  $F_r - ?$ ;  $F_n - ?$ ;  $F_a - ?$ .

## ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1982. – 557 с.
2. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 163 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2000. – 383 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2000. – 416 с.
5. Заблонський К. І. Детали машин / К. І. Заблонський. – К. : Вища школа, 2003. – 518 с.
6. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.
7. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
8. Пастушенко С. І. Курсове проектування деталей машин / С. І. Пастушенко, О. В. Гольдшмідт, В. Ф. Ярошенко. – К. : Аграрна освіта, 2003. – 291 с.
9. Решетов Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 1999. – 454 с.



## ДОДАТКИ

### Додаток А.

Таблиця А.1. Значення допустимих напружень деяких конструкційних матеріалів

Матеріал	Твердість, НВ	Допустимі напруження, МПа	
		розтяг	стиск
Чавун	170-240	14	50
Низьковуглицева сталь марки Ст3	150-170	160	160
Вуглецева якісна марки сталь 45	160-190	200	200
Конструкційна легована сталь марки 40Х	265-315	300	300
Мідь	3,5	80	80
Латунь	55-150	100	100
Бронза	66-200	80	100
Дюралюміній	45-113	125	125

Таблиця А.2. Значення модуля пружності деяких конструкційних матеріалів

Матеріал	Модуль пружності E, МПа	Модуль зсува G, МПа
Сталь	$2 \cdot 10^5 - 2,2 \cdot 10^5$	$0,81 \cdot 10^5$
Чавун	$1,15 \cdot 10^5 - 1,6 \cdot 10^5$	$0,45 \cdot 10^5$
Мідь та її сплави (латунь, бронза)	$1,0 \cdot 10^5$	$0,25 \cdot 10^5$
Дюралюміній	$0,7 \cdot 10^5 - 0,99 \cdot 10^5$	$0,27 \cdot 10^5$
Склопластик	$1 \cdot 10^4$	$0,22 \cdot 10^5$
Деревина: вздовж волокон	$0,11 \cdot 10^5$	$0,006 \cdot 10^5$
поперек волокон	$0,05 \cdot 10^5 - 0,14 \cdot 10^5$	-
Бетон	0,03	-

# Додаток Б.

Таблиця Б.1. Нормальні лінійні розміри по СТ СЭВ 514-77  
(витяг лінійних розмірів з стандарту в інтервалі від 10 до 950 мм)

Ряд															
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
10	10	10	10	25	25	25	25	63	63	63	63	160	160	160	160
			10.5				26				67				170
		11	11			28	28			71	71			180	180
			11.5				30				75				190
	12	12	12		32	32	32		80	80	80		200	200	200
			13				34				85				210
		14	14			36	36			90	90			220	220
			15				38				95				240
16	16	16	16	40	40	40	40	100	100	100	100	250	250	250	250
			17				42				105				260
		18	18			45	45			110	110			280	280
			19				48				120				300
	20	20	20		50	50	50		125	125	125		320	320	320
			21			56	56				130				340
		22	22				60				140			360	360
		24	24								150				380

Примітка: Ряд Ra 5 слід ряду Ra10, ряд Ra10 – ряду Ra20 та інш.  
Значення нормальних лінійних розмірів по ряду Ra40 при  $l > 380\text{мм}$ :  
400; 420; 450; 480; 500; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 950;  
950мм

**Додаток В.****Таблиця В.1. Стандартні значення модуля циліндричних передач**

<b>1 ряд</b>	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
<b>2 ряд</b>	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0

**Для довідок**



Навчальне видання

## **ДЕТАЛІ МАШИН**

Методичні рекомендації

Укладачі: **Баранова** Олена Володимирівна

**Степанов** Сергій Миколайович

**Вишневський** Анатолій Анатолійович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 100 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.