

# ДЕТАЛІ МАШИН

Конспект лекцій

**МІНІСТЕРСТВО  
ОСВІТИ І НАУКИ  
УКРАЇНИ**



**ЖИТОМИРСЬКИЙ  
ДЕРЖАВНИЙ  
ТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Вячеслав ГОЛОВНЯ**

# **ДЕТАЛІ МАШИН**

**Конспект-лекцій**

**ЖДТУ  
2016**

Розглянуто основні принципи розрахунку та конструювання деталей машин загального призначення: роз'ємних і нероз'ємних з'єднань, механічних передач, валів та осей, підшипників ковзання та кочення, муфт.

Рекомендовано для студентів денної та заочної форми навчання напрямів підготовки 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт», 275 «Транспортні технології (за видами)» у процесі вивчення дисциплін «Деталі машин», «Деталі машин і ПТО».

Укладач: **ГОЛОВНЯ Вячеслав Дмитрович** – кандидат педагогічних наук, доцент кафедри загальноінженерних дисциплін Житомирського державного технологічного університету.

Головня В.Д.

**Г61 Деталі машин** : конспект лекцій / В.Д. Головня. – Житомир : ЖДТУ, 2016. – 97 с.

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| ТЕМА 1. ВСТУП. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЦИПЛІНИ.....                            | 5  |
| 1.1. Характеристика дисципліни.....   | 5  |
| 1.2. Основні принципи та етапи розробки машин.....                                | 6  |
| ТЕМА 2. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ МАШИН ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ .....                             | 8  |
| 2.1 Навантаження в машинах.....   | 8  |
| 2.2 Критерії працездатності деталей машин.....                                    | 8  |
| ТЕМА 3. МАТЕРІАЛИ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА АРГУМЕНТАЦІЯ ЇХ<br>ВИБОРУ .....            | 12 |
| ТЕМА 4. ОСНОВИ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ДЕТАЛЕЙ ТА МЕХАНІЗМІВ<br>МАШИН.....              | 17 |
| 4.1. Загальні положення.....  | 17 |
| 4.2. Шляхи підвищення надійності деталей та вузлів машин.....                     | 19 |
| ТЕМА 5. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ. ОСНОВНІ КІНЕМАТИЧНІ ТА СИЛОВІ<br>СПІВВІДНОШЕННЯ ..... | 21 |
| ТЕМА 6. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ.....  | 23 |
| 6.1. Загальна характеристика. Переваги та недоліки.....                           | 23 |
| 6.2. Точність виготовлення та її вплив на якість передачі.....                    | 24 |
| 6.3. Загальні підходи до проектування зубчастих передач.....                      | 25 |
| 6.4. Критерії розрахунку закритих і відкритих передач.....                        | 26 |
| ТЕМА 7. ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ .....                                       | 28 |
| 7.1. Геометричні параметри прямозубого зачеплення.....                            | 28 |
| 7.2. Особливості геометрії косозубих передач.....                                 | 29 |
| 7.3. Основні види руйнування зубів коліс.....                                     | 30 |
| 7.4. Контактні напруження.....  | 31 |
| 7.5. Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі.....                      | 32 |
| 7.6. Розрахунок зубів по контактним напруженням.....                              | 33 |
| 7.7. Розрахунок зубів по напруженням згину.....                                   | 34 |
| 7.8. Особливості розрахунку косозубих передач.....                                | 34 |
| 7.9. Конічні зубчасті передачі. Основні відомості.....                            | 36 |
| 7.10. Геометричні параметри конічної передачі.....                                | 36 |
| 7.11. Зусилля в зачепленні прямозубої конічної передачі.....                      | 37 |
| 7.12. Розрахунок на міцність прямозубої конічної передачі.....                    | 38 |
| ТЕМА 8. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ .....  | 40 |
| 8.1. Основні відомості.....   | 40 |
| 8.2. Геометричні параметри передачі.....  | 40 |
| 8.3. Кінематичні параметри передачі черв'ячної передачі.....                      | 42 |
| 8.4. Зусилля в зачепленні.....  | 43 |
| 8.5. Розрахунок на міцність черв'ячних передач.....                               | 43 |
| 8.6. Тепловий розрахунок передачі.....  | 44 |
| ТЕМА 9. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ .....  | 46 |
| 9.1. Основні відомості.....   | 46 |
| 9.2. Основні характеристики передачі.....   | 46 |
| 9.3. Приводні ланцюги.....  | 47 |
| 9.4. Зірочки приводних ланцюгів.....  | 48 |
| 9.5. Зусилля в ланцюговій передачі.....   | 48 |

|   |    |
|---|----|
| 9.6. Критерії працездатності та розрахунок.....                         | 49 |
| ТЕМА 10. ПЕРЕДАЧА ГВИНТ-ГАЙКА. КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНКИ.....  | 51 |
| 10.1. Загальні відомості.....   | 51 |
| 10.2. Конструкції деталей передач гвинт-гайка .....                     | 52 |
| 10.3. Розрахунок передач гвинт-гайка.....                               | 53 |
| 10.4. Співвідношення між параметрами навантаження передачі та ККД... 54 |    |
| 10.5. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання.....           | 55 |
| 10.6. Розрахунок гайки та гвинта на міцність .....                      | 56 |
| ТЕМА 11. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ.....   | 57 |
| 11.1. Принцип дії і класифікація .....                                  | 57 |
| 11.2. Геометричні та кінематичні параметри передачі.....                | 58 |
| 11.3. Сили та силові залежності .....                                   | 59 |
| 11.4. Основи розрахунку пасових передач .....                           | 59 |
| 11.5. Плоскопасові та клиноремінні передачі. ....                       | 60 |
| ТЕМА 12. ОСІ ТА ВАЛИ. ....  | 63 |
| 12.1. Загальні відомості.....   | 63 |
| 12.2. Проектний розрахунок валів .....                                  | 64 |
| 12.3. Перевірочний розрахунок валів .....                               | 64 |
| ТЕМА 13. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ .....                         | 67 |
| 13.1. Загальні відомості.....   | 67 |
| 13.2. Основні причини втрати працездатності підшипників кочення .....   | 68 |
| 13.3. Розрахунок підшипників кочення .....                              | 69 |
| 13.4. Особливості розрахунку радіально-упорних підшипників.....         | 70 |
| ТЕМА 14. МУФТИ. ПРИЗНАЧЕННЯ І КЛАСИФІКАЦІЯ .....                        | 72 |
| 14.1. Конструкція та область використання некерованих муфт.....         | 73 |
| 14.2. Конструкція та область використання керованих муфт.....           | 77 |
| 14.3. Конструкція та область використання самокерованих муфт .....      | 78 |
| ТЕМА 15. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ЗВАРЮВАННЯМ .....                      | 81 |
| ТЕМА 16. З'ЄДНАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ РІЗЬБИ .....                            | 84 |
| 16.1. Загальні положення .....  | 84 |
| 16.2. Метрична різь .....   | 84 |
| 16.3. Трубна різь .....   | 85 |
| 16.4. Кругла різь .....   | 85 |
| 16.5. Руйнування гвинтів .....  | 85 |
| ТЕМА 17. ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ .....                         | 87 |
| 17.1. Загальна характеристика .....                                     | 87 |
| 17.2. Класифікація та конструкція шпонкових з'єднань .....              | 87 |
| 17.3. Підбір шпонок і розрахунок шпонкових з'єднань на міцність .....   | 89 |
| ТЕМА 18. ШЛІЦЬОВІ (ЗУБЧАСТІ) З'ЄДНАННЯ.....                             | 93 |
| 18.1. Загальна характеристика. Класифікація .....                       | 93 |
| 18.2. Розрахунок шліцевих з'єднань .....                                | 94 |
| РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА .....  | 96 |

# ТЕМА 1. ВСТУП. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДИСЦИПЛІНИ.

## 1.1. Характеристика дисципліни

Сучасне суспільство відрізняється від первісного використання машин.

Застосування предметів, що розширюють можливості рук, і особливе освоєння додаткових джерел енергії не тільки дозволило людству вижити, але й забезпечило в подальшому перемогу над переважаючими силами природи.

Життя людей, навіть самих відсталих племен, тепер немислиме без різних механічних пристроїв і пристосувань (*грецьк. «механа» – хитрість*).

І хоча різні механічні хитрості використовувалися вже в древньому Єгипті при будівництві пірамід, всерйоз говорити про застосування машин можна лише з епохи промислової революції XVIII століття, коли винахід парової машини дало гігантський технологічний ривок і сформувало сучасний світ у його нинішньому виді. Тут важливий енергетичний аспект проблеми.

З тих пір намітилися основні закономірності пристрою й функціонування механізмів і машин, були складені найбільш раціональні й зручні форми їх складових частин – деталей. У процесі механізації виробництва й транспорту, зі збільшенням навантажень і складності конструкцій, зросла потреба не тільки в інтуїтивному, але й у науковому підході до створення та експлуатації машин.

Розвиток промисловості зажадав великої кількості інженерів-механіків. Тому в провідних університетах Заходу вже з 30-х років XIX століття викладається самостійний курс «Деталі Машин». Без цього курсу тепер неможлива підготовка інженера-механіка будь-якої спеціальності.

Історично сформовані у світі системи підготовки інженерів при всіх національних і галузевих розходженнях мають єдину чотиріступінчасту структуру:

1. На молодших курсах вивчаються **фундаментальні науки**, які представляють собою систему знань про найбільш загальні закони й принципи нашого світу. Це – фізика, хімія, математика, інформатика, теоретична механіка, філософія, політологія, психологія, економіка, історія тощо.

2. Далі вивчаються **прикладні науки**, які вивчають дію фундаментальних законів природи в певних областях життя, такими є матеріалознавство, опір матеріалів, теорія механізмів і машин, тощо.

3. На старших курсах (3-й і вище) студенти вивчають **загально-технічні дисципліни**, такі як деталі машин, а також ВСТВ, технологія обробки матеріалів тощо, галузеві розходження тут ще порівняно невеликі.

4. Навчання завершується освоєнням **спеціальних дисциплін**, таких як, металорізальні верстати, різальний інструмент тощо, які й становлять кваліфікацію інженера-механіка відповідної спеціальності.

При цьому дійсно висококваліфікованим фахівцем, здатним розв'язувати конкретні інженерно-технічні проблеми стає лише той, хто засвоїв взаємозв'язок і наступність між фундаментальними, прикладними, загально-технічними й спеціальними знаннями.

Курс «Деталі машин» безпосередньо опирається на курси «Опір матеріалів» і «Теорія механізмів і машин», якими, ми сподіваємося, студенти опанували в досконалості. Крім того, для успішного виконання розрахунково-графічних робіт і

курсного проекту необхідні гарні знання правил і прийомів курсу «Нарисна геометрія, інженерна та комп'ютерна графіка».

## 1.2. Основні принципи та етапи розробки машин

Машини, як і інші вироби, виготовляються тільки за проектом, що, у кожному разі, є сукупністю графічних і текстових документів. Правила й порядок розробки, оформлення й обліку цих документів встановлюється комплексом стандартів – системами конструкторської документації (СКД ДСТУ, СКД ISO).

Проектування машин виконують у кілька стадій, встановлених ГОСТ 2.103-68. Для одиничного виробництва це:

1. Розробка технічної пропозиції за ДСТ 2.118-73.
2. Розробка ескізного проекту за ДСТ 2.119-73.
3. Розробка технічного проекту за ДСТ 2.120-73.
4. Розробка документації для виготовлення виробу.
5. Коректування документації за результатами виготовлення й випробування виробу.

Стадії проектування при серійному виробництві ті ж, але тільки коректування документації доводиться повторювати кілька разів: спочатку для дослідного екземпляра, потім для дослідної партії, потім за результатами виготовлення й випробувань першої промислової партії.

У кожному разі, приступаючи до кожного етапу конструювання, як і взагалі до будь-якої роботи, необхідно чітко позначити три позиції:

– **вихідні дані** – будь-які об'єкти й інформація, які відносяться до справи («що ми маємо?»);

– **мета** – очікувані результати, величини, документи, об'єкти («що ми хочемо отримати?»);

– **засоби досягнення мети** – методики проектування, розрахункові формули, інструментальні засоби, джерела енергії й інформації, конструкторські навички, досвід («що і як робити?»).

Діяльність конструктора-проектувальника знаходить зміст тільки за наявності замовника – особи або організації, що потребує виріб та фінансує його розробку.

Теоретично замовник повинен скласти й видати розробнику **технічне завдання** – документ, у якому грамотно й чітко позначені всі технічні, експлуатаційні й економічні параметри майбутнього виробу. Але, як правило, цього не відбувається, оскільки замовник поглинений своїми відомчими завданнями, а, головне, не має достатніх навичок проектування. Таким чином, інженер не залишається без роботи.

Робота починається з того, що замовник і виконавець спільно складають (і підписують) технічне завдання. При цьому виконавець повинен одержати максимум інформації про потреби, побажання, технічні та фінансові можливості замовника, обов'язкові та бажані властивості майбутнього виробу, особливості його експлуатації, умови ремонту, можливого ринку збуту.

Ретельний аналіз цієї інформації дозволить проектувальникові правильно вибудувати логічний ланцюжок «**завдання – мета – засоби досягнення мети**» і максимально ефективно виконати проект.

Розробка **технічної пропозиції** починається з вивчення технічного завдання. З'ясовуються призначення, принцип роботи пристрою й способи з'єднання основних складальних одиниць і деталей. Все це супроводжується аналізом науково-технічної інформації про аналогічні конструкції. Виконуються кінематичний розрахунок, проектувальні розрахунки на міцність, жорсткість, зносостійкість і за критеріями працездатності. З каталогів попередньо вибираються всі стандартні вироби – підшипники, муфти тощо.

Виконуються перші ескізи, які поступово уточнюються. Необхідно прагнути до максимальної компактності розташування й зручності монтажу-демонтажу деталей.

На стадії **ескізного проекту** виконуються уточнені й перевірені розрахунки деталей, кресленики виробу в основних проекціях, проробляється конструкція деталей з метою їх максимальної технологічності, вибираються з'єднання деталей, проробляється можливість складання-розбирання й регулювання вузлів, обирається система змащення й ущільнення. Ескізний проект розглядають і затверджують, після чого він стає основою для **технічного проекту**. При необхідності виготовляються й випробовуються макети виробу.

**Технічний проект** повинен обов'язково містити кресленики загального виду, відомість технічного проекту й пояснювальну записку. Кресленики загального виду повинні давати відомості про конструкцію, взаємодію основних частин, експлуатаційно-технічні характеристики і принципи роботи виробу. **Відомість технічного проекту та пояснювальна записка**, як і всі текстові документи повинні містити вичерпну інформацію про конструкцію, виготовлення, експлуатацію і ремонт виробу.

Вони оформляються в точній відповідності з нормами і правилами СКД (ГОСТ 2.104-68; 2.105-79; 2.106-68).

Таким чином, проект набуває остаточного виду – креслеників і пояснювальної записки з розрахунками, яке сукупно називається **робочою документацією**.

### ***Контрольні питання до теми:***

Які місце й роль машин у сучасному суспільстві?

У чому полягає різниця між проектуванням і конструюванням?

Ким формулюється і складається технічне завдання?

Які документи є результатом конструювання?

## ТЕМА 2. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ МАШИН ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

### 2.1 Навантаження в машинах

Навантаження в машинах розподіляються на **номінальні** та **робочі** навантаження. До **номінальних** відносять ті навантаження, які відповідають паспортному або розрахунковому режиму роботи, а до **робочих**, які діють на деталі машини в процесі експлуатації.

Навантаження на деталі машин і напруження в них, можуть бути постійними (**статичними**) і змінними за часом (**динамічними**).

Деталі, які в процесі роботи сприймають постійне навантаження у машинах майже не зустрічаються. В деяких випадках постійні просторові навантаження викликають в обертових деталях (валах) змінні напруження. Однак деякі деталі працюють із напруженнями, що мало змінюються. Їх при розрахунку можна приймати за постійні. До них відносяться деталі з великими навантаженнями від сили ваги (у транспортних і підйомно-транспортних машинах), деталі з великим початковим затягуванням (заклепки, кріпильні гвинти).

### 2.2 Критерії працездатності деталей машин

Успішна робота деталей і машин полягає в забезпеченні певних критеріїв. До них відносяться: міцність; жорсткість; зносостійкість; теплостійкість; вібростійкість.

**Міцність** – здатність деталей пручатися руйнуванню під дією внутрішніх напружень, виникаючих від зовнішніх навантажень. Міцність підрозділяють на статичну, під дією постійних навантажень, динамічну й витривалість, що має місце при дії циклічних змінних навантажень.

**Статична міцність.** Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце статичне навантаження деталі і умова міцності записується у вигляді  $\sigma < [\sigma]$  або  $\tau < [\tau]$ , де  $\sigma$  – розрахункова величина максимальних нормальних напружень, МПа;  $\tau$  – розрахункова величина максимальних дотичних напружень, МПа;  $[\sigma]$ ,  $[\tau]$  – допустима величина, відповідно, нормальних і дотичних напружень, МПа.

Таким чином, в процесі проектування необхідно враховувати та забезпечувати такі умови роботи, щоб напруження в матеріалі деталей не перевищували допустимих.

У якості допустимих не можна призначати граничні напруження, при яких настає зміна форми (межа текучості матеріалу –  $\sigma_T$ ) деталі, чи руйнування (межа витривалості –  $\sigma_B$ ) матеріалу.

За допустимі напруження варто приймати напруження менші за граничні,  $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{гран}}}{n}$ , де  $n$  – коефіцієнт запасу.

У різних обставинах коефіцієнт запасу може бути обраний з довідкових нормативів, або обчислений з урахуванням точності визначення навантажень, однорідності матеріалу й специфічних вимог до надійності машин.

**Динамічна міцність.** Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце навантаження яке виникає під дією змінної сили (особливо коли виникають

удари) і умова міцності аналогічна статичній, але з урахуванням часу дії сили. В даному курсі такі фактори не розглядаються.

**Витривалість (втомливість).** Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце циклічна зміна напружень.

В процесі роботи в деталях можуть виникати наступні цикли зміни напружень:

– від нульовий (пульсуючий) цикл, у якому напруження змінюються від нуля до максимуму;

– знакозмінний симетричний цикл, у якому напруження міняються від негативного до такого ж позитивного значення;

– асиметричний, знакопостійний.

Циклічне навантаження в основному проявляється в процесі обертання валів. Має місце знакозмінний симетричний цикл.

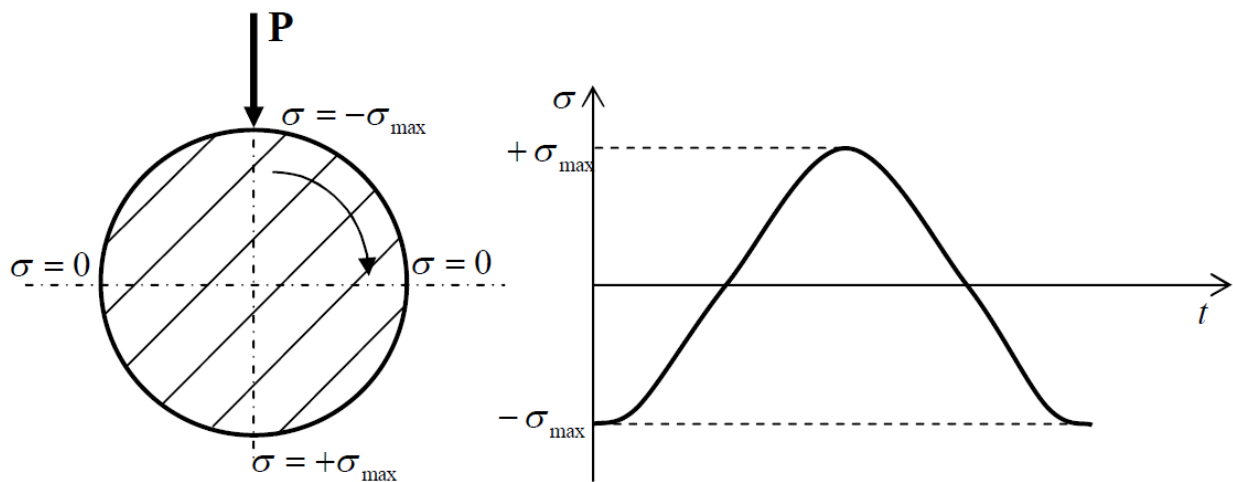


Рис. 2.1 Зміна напруженого стану матеріалу валу

Оцінку міцності деталі (валу) здійснюють по загальному коефіцієнту міцності:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = (1,7 \dots 2,5),$$

де:  $n_\sigma$  – коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням;  $n_\tau$  – коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням.

Коефіцієнт запасу міцності по нормальним і дотичним напруженням визначаються згідно рівнянь:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \sigma_m \Psi_\sigma}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \tau_m \Psi_\tau},$$

де:  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – межа витривалості матеріалу, МПа;  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплітудне значення нормального та дотичного напружень, МПа;  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – середнє значення нормального та дотичного напружень циклу напруження, МПа;  $k_\sigma$ ,  $k_\tau$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;  $\varepsilon_\sigma$ ,  $\varepsilon_\tau$  – масштабний фактор;  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує ступінь обробки поверхні деталі;  $\Psi_\sigma$ ,  $\Psi_\tau$  – коефіцієнти, що враховують вплив нормальних та дотичних напружень втоми матеріалу.

На міцність деталі значно впливають «концентратори напружень», тобто, зміна геометрії (шпоночці канавки, отвори, місця переходу діаметрів тощо), яка обумовлює різке збільшення напружень. Також важливу роль грає в міцності стан поверхні. У випадку чистої й тонко обробленої поверхні межа втоми зростає. Тому для

підвищення міцності необхідно домагатися високої чистоти поверхні, особливо поблизу концентрації напружень. Крім того необхідно враховувати ще так званий масштабний фактор, громіздкі деталі мають великий запас енергії деформації, яка спричиняє процес руйнування.

Для будь-якої деталі чи вузла механізму обов'язково виконують розрахунки на міцність.

Розрізняють проектувальні та перевірочні розрахунки.

Проектувальний розрахунок виконується, коли по очікуваних навантаженнях, з урахуванням властивостей матеріалу визначаються геометричні параметри деталей.

Перевірочний розрахунок виконують, коли відомі геометричні параметри деталі й максимальні навантаження, а з урахуванням властивостей матеріалу визначаються максимальні напруження, які повинні бути менше допустимих.

Дійсний запас міцності при інженерних розрахунках визначається з урахуванням виду деформації, механічних властивостей, форми й геометричних розмірів, стану поверхні й режиму навантаження деталі.

**Жорсткість** – здатність тіла або конструкції пручатися утворенню деформації. Розрізняють власну жорсткість деталі, обумовлену деформаціями всього матеріалу деталі, і контактну жорсткість, яка пов'язана з деформаціями тільки поверхневих шарів матеріалу деталі в зоні контакту з іншою деталлю.

Правильний вибір співвідношення жорсткості з масою виробу обумовлює динамічну характеристику деталі й машини в цілому. Кількісно жорсткість ураховується коефіцієнтом жорсткості, що визначається відношенням силового фактору до деформації, викликаної цим силовим фактором.

Для механізму в цілому жорсткість залежить від способу з'єднання деталей, так при паралельному з'єднанні:

$$c = c_1 + c_2,$$

при послідовному

$$c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}.$$

Жорсткість оцінюють співставленням розрахункових деформацій деталей (прогинів, кутів повороту перерізів, кутів закручування та ін.) при дії максимальних експлуатаційних навантажень з припустимими деформаціями.

Крім безпосередньо жорсткості використовується поняття твердість.

**Твердість** – здатність матеріалу пручатися прониканню стороннього предмета. В залежності від способу виміру розпізнають твердість по:

1. HB – твердість по Бринелю;
2. HRC – твердість по Роквелу;
3. HV – твердість по Викерсу.

**Зносостійкість** – це властивість матеріалу чинити опір зносу при відповідних умовах тертя, оцінюване величиною, зворотної швидкості зношування або інтенсивності зношування.

Зносостійкість залежить від складу і структури матеріалу, вихідної жорсткості, шорсткості і технології обробки деталі.

Поняття зносостійкості прямо пов'язане з поняттям зношування. Зношування – зміна розмірів, форми, маси або стану поверхні виробу або інструмента внаслідок руйнування (зношування) поверхневого шару деталі при терті.

Розрізняють наступні види зношування:

1. Механічне, яке виникає при терті двох деталей;
2. Абразивно-механічне, виникає внаслідок влучення в зону тертя абразивних часток;
3. Корозійно-механічне, якщо ці частки є продуктом корозії.

В процесі експлуатації деталі розпізнають три періоди зношування: період приробляння, коли згладжуються шорсткості, відбувається адгезія металу, самозагартування; період нормальної експлуатації виробу з поступовим його зношуванням; період катастрофічного зношування, коли деталь уже не може експлуатуватися внаслідок неприпустимого фізичного зношування.

Для підвищення зносостійкості в техніці використовують наступні методи: раціональний підбір матеріалів пар тертя, таким чином, щоб швидше зношувалася більше дешева деталь; забезпечення оптимального режиму змащення; застосування різних методів термообробки.

**Теплостійкість** – здатність вузла чи механізму працювати в заданому температурному режимі протягом заданого терміну служби.

Для забезпечення теплостійкості необхідно щоб при роботі машини виділювана кількість тепла не перевищувало кількість тепла, що відводиться.

Наслідками порушення теплостійкості можуть бути: зниження міцності матеріалу й поява повзучості; зниження захищаючої здатності масляних плівок, а отже, збільшення зношування деталей; зміна зазорів у сполучених деталях, що обумовлює заклинювання.

Звичайно, розрахунки на теплостійкість зводяться до визначення теплового балансу виробу. Якщо тепловий баланс не виконується, то назначають різні варіанти охолодження механізму (збільшують площу тепловіддачі, застосовують примусове повітряне чи рідинне охолодження).

**Вібростійкість** – здатність конструкцій працювати в потрібному діапазоні режимів коливань без появи неприпустимих частот коливань.

У зв'язку з підвищенням швидкостей машин явища коливань стають небезпечними і тому розрахунок на вібростійкість є актуальною.

Основне розповсюдження в машинах має:

– вимушені коливання, які виникають в наслідок дії періодичних зовнішніх сил (не зрівноважування деталей, що здійснюють обертальний рух, зміни сили в компресорах тощо);

– автоколивання, які виникають внаслідок збуджуючої сили яка викликана самими коливаннями (фрикційні автоколивання, викликані зниженням сил тертя з зростом швидкості).

### ***Контрольні питання до теми:***

1. Які види деформацій сприймають деталі?
2. Основні критерії працездатності деталей.
3. Основні критерії працездатності виробів.
4. Що таке міцність деталі?
5. Що таке втомливість матеріалу (критерій)?

### ТЕМА 3. МАТЕРІАЛИ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА АРГУМЕНТАЦІЯ ЇХ ВИБОРУ

У машинобудуванні для виготовлення деталей машин застосовують чорні та кольорові метали, їх сплави, комбіновані та неметалічні матеріали. До чорних металів належать **сталі та чавуни**. До кольорових – **сплави на основі міді (латуні, бронзи), сплави на основі олова (бабіти), алюмінієві сплави, титанові сплави**. До **комбінованих – композитні, армовані, металокерамічні** тощо. До **неметалічних матеріалів** – насамперед **пластмаси, гума**.

Вибір того чи іншого матеріалу визначається функціональним призначенням деталі, умовами її роботи, конструктивними, технологічними та економічними вимогами. При цьому до основних показників, які забезпечують головні властивості матеріалів, належать: границя міцності ( $\sigma_B$ ), границя текучості ( $\sigma_T$ ), границя витривалості ( $\sigma_R$ ), модуль повздовжньої пружності ( $E$ ), коефіцієнт Пуассона ( $\nu$ ), відносне видовження ( $\delta$ ), твердість (оцінюється числом твердості за Брінелем, Роквелом, Вікерсом –  $H_B$ ,  $HRC$ ,  $HV$ ), густина  $\rho$ .

**Сталі** це залізовуглецеві сплави, в яких змістовність вуглецю не перевищує 2%.

Сталі поділяються на **вуглецеві та леговані сталі**.

**Вуглецеві сталі** поділяються на **низьковуглецеві** ( $C < 0,25$  %), **середньовуглецеві** ( $C = 0,25 \dots 0,6$  %) та **високовуглецеві** ( $C > 0,6$  %). У позначеннях вуглецевих сталей (починаючи від сталі Ст. 7) цифри вказують на зміст вуглецю в сотих долях відсотка (наприклад, сталь марки 40 – містить 0,4 % C).

Вуглецеві сталі поділяються на **сталі звичайної якості та сталі якісні конструкційні**. Якщо сталь містить у собі малу кількість вуглецю, вона характеризується високою пластичністю і зварюваністю; зі збільшенням змісту вуглецю підвищується міцність, зменшується пластичність і погіршується зварюваність. Вуглецеві сталі звичайної якості (ДСТУ 2651–94) марок Ст. 0, Ст. 1, ..., Ст. 6 використовують для виготовлення корпусних і кріпильних деталей, допоміжних, невідповідальних, що працюють під незначним навантаженням і без відносного руху в з'єднанні. Якісні конструкційні сталі (ГОСТ 1050–88) марок 7, ..., 10 застосовують для деталей, які працюють при постійних напруженнях; марок 15, ..., 20 – для деталей, які зазнають незначних динамічних навантажень (вживають термічну та хіміко-термічну обробку); марок 30, ..., 55 – для навантажених деталей (вживають термічну обробку).

**Леговані сталі** отримують на основі вуглецевих шляхом введення в них легуючих елементів (X – хром, Н – нікель, В – вольфрам, Ю – алюміній, Г – марганець, М – молібден та ін.) з метою підвищення показників міцності, текучості, ударної в'язкості та ін. Наприклад, хром підвищує міцність; нікель – опір крихкому руйнуванню, пластичність, в'язкість; молібден і вольфрам – твердість після цементації. У залежності від кількості легуючих елементів розрізняють **низьколеговані** (легуючих елементів менше 3 %), **середньолеговані** (3,0 ÷ 5,5 %) та **високолеговані** (більше 5,5 %) сталі, а за видом основних елементів – хромисті, марганцевисті та ін. У позначеннях марки легової сталі зміст легуючих елементів (%) позначається цифрами за відповідними буквами. Наприклад, сталь 38X2Ю (0,38 % C, 2 % хрому, 1 % алюмінію).

Леговані сталі поділяються на **якісні** та **високоякісні** – додається буква А в позначенні марки сталі (наприклад, сталь 12Х2Н4А – 0,12 % С, 2 % Х, 4 % Н, А – високоякісна).

З метою надання матеріалам (головним чином сталевим деталям) окремих властивостей, покращення їх робочих характеристик виконується **термічна і хіміко-термічна обробка деталей**, а також **механічне зміцнення активних поверхонь**.

Основними термічними операціями є **відпал, нормалізація (Н), загартування (З) і відпускання (В)**.

**Відпал** (нагрівання і поступове охолодження) поковок і відливків використовують для одержання необхідних механічних властивостей. При **нормалізації** зменшуються внутрішні напруження; її використовують для вуглецевої сталі з метою підготовки структури матеріалу перед механічною обробкою.

**Загартування** готових деталей дозволяє зберегти нестійку структуру при кімнатній температурі, що відзначається підвищеною міцністю і твердістю. Після загартування здійснюють **відпускання** – нагрівання й охолодження за певного режиму. При низькому відпуску знижуються внутрішні напруження, але зберігається висока твердість (59...61 HRC) та стійкість проти зношування. Середнє відпускання (для пружин, ресор) дозволяє при підвищеній твердості (37...46 HRC) досягти підвищення міцності, пружності, витривалості та опору дії ударного навантаження. Під час високого відпускання-поліпшення (500...600 °С) одержують найбільшу в'язкість при порівняно достатній твердості (207...281 НВ), міцності та пружності (використовують для болтів, осей та ін.).

**Поверхнєве загартування** – нагрівання поверхневого шару до температури загартування, а потім швидке охолодження – призводить до підвищення твердості поверхні, границі витривалості та опору зношуванню при збереженні в'язкої серцевини. Таким способом обробляють шийки колінчастих валів, розподільні вали, різні втулки, деталі зубчастих з'єднань, зубці великих зубчастих коліс та ін.

За допомогою хіміко-термічної обробки – **цементациї, азотування, ціанування** – досягається зміцнення поверхневих шарів. Під час **цементациї** деталей із низьковуглецевих сталей поверхневий шар на глибину 1...2 мм насичують вуглецем. Після цементациї деталі піддають загартуванню і низькому відпусканню, після чого на поверхні виникають напруження стиску, що сприяє збільшенню границі витривалості, а твердість поверхні досягає (61...64 HRC). Таким чином обробляють зубчасті колеса, черв'яки, деталі великих підшипників кочення та ін.

Під час **азотування** поверхневий шар глибиною 0,3...0,6 мм насичується азотом. Ця операція проводиться після остаточної механічної обробки та загартування з високим відпусканням, застосовується для легованих сталей (частіше для марок 38ХМЮА та 35 ХМЮА): збільшується твердість (до 1000...1200 НВ) – стійкість проти зношування і корозії. Звичайно, азотуванню піддаються зубці зубчастих коліс, циліндри роторів та ін.

Під час **ціанування** поверхня насичується одночасно вуглецем і азотом. Після високотемпературного ціанування (800...950 °С) деталі піддають загартуванню з низьким відпусканням. Низькотемпературне ціанування (540...560 °С), як і азотування, застосовують до деталей, які пройшли термічну обробку: підвищується твердість, міцність проти втомлюваності, стійкість проти зношування та корозії.

З метою підвищення стійкості проти зношування та корозії застосовують **дифузну металізацію** – насичення поверхні частіше за все хромом, титаном, бором та ін. При цьому підвищуються твердість від 1200...1500 HV (хромування) до 1600...2000 HV (титанування) і термостійкість.

**Механічне зміцнення активних поверхонь.** Поліпшити опірність деталей руйнуванню можна створенням на їх поверхні напружень стиску. Цього домагаються за допомогою наклепу, який здійснюється шляхом дробоструминної обробки, накатуванням роликками або шариками тощо. Дробоструминна обробка полягає в пластичній деформації поверхневого шару деталі на глибину 0,15...0,30 мм за допомогою сталевого або чавунного дробу, який із силою ударає по поверхні. Внаслідок наклепу підвищується твердість поверхні, міцність при втомленості (границя витривалості пружин підвищується на 50%, зубців зубчастих коліс зі сталі 40X – на 20 %). З тією ж метою деталі, які мають циліндричну поверхню, піддають обкатці роликками під тиском (осі транспортного рухомого складу, колінчасті вали).

З метою підвищення міцності зі збереженням пластичності застосовують термомеханічну обробку: перед загартуванням проводять пластичну деформацію, внаслідок чого отримують дрібнозернисту структуру, зростає міцність.

**Чавуни** це залізо – вуглецеві сплави, в яких змістовність вуглецю перевищує 2 %. У залежності від структури вони поділяються на **білі**, **ковкі** та **сірі** чавуни. **Білий чавун** характеризується високою твердістю та крихкістю (використовується для виготовлення гальмових колодок транспортних технічних засобів). **Ковкий чавун** (КЧ) характеризується високою міцністю ( $\sigma_B$  до 630 МПа) та низькою пластичністю. Використовується для деталей-відливок, що не оброблюються тиском. Найбільшого розповсюдження в якості ливарного конструкційного матеріалу для деталей в машинобудуванні отримав **сірий чавун** (СЧ). При гарних ливарних властивостях він характеризується відносно високою міцністю ( $\sigma_B$  до 400 МПа), зносостійкістю та демпфуючою здатністю (віброгашенням), добре оброблюється різанням (у порівнянні з КЧ вартість виготовлення деталей з СЧ знижується в 1,3÷2 рази).

Серед **сплавів на основі міді** найбільшого використання для виготовлення втулок, кріпильних деталей, сепараторів підшипників кочення, корпусів та ін. отримали **латуні** та **бронзи**. Вони характеризуються високими антифрикційними, ливарними й антикорозійними властивостями. Для виготовлення деталей використовують **подвійні латуні** марок Л59, Л62, Л90 (сплави міді і цинку з відповідним змістом міді – 59, 62, 90 %) та багатокомпонентні латуні (наприклад: марки ЛКС 80-3-3 – 80 % мідь, 3 % кремній, 3 % свинець; ЛМцС 58-2-2 – 58 % мідь, 2 % марганець, 2 % свинець). У доповнення до наведених вище властивостей латуні мають достатню міцність, але їх вартість вища, наприклад, сталі 45 приблизно в 5 разів.

Для виготовлення різноманітної арматури та деталей, що в парі з іншими повинні мати низький коефіцієнт тертя, використовують **бронзи**, які за компонентами, що доповнюють мідь, називаються **олов'яними** та **безолов'яними**. Наприклад, бронзи марок: олов'яно-фосфориста БрОНФ 10–1–1 (основа – мідь, 10 % олово, 1 % нікель, 1 % фосфор); алюмінієво-заліzysta БрАЖ9-4 (9 % алюміній, 4 % залізо). Вартість бронз вища вартості сталі 45 у середньому в 10 разів.

Найкращі умови приробки й антифрикційні характеристики забезпечуються при використанні у вкладишах підшипників ковзання **бабітів**, легкоплавких сплавів на

основі олова або свинцю. (Наприклад, бабіт марки Б83 має 83% олова). Але їх вартість у кілька разів вища вартості бронзи.

В якості ливарного матеріалу для виготовлення деталей складної конфігурації, а також різноманітних корпусів, кожухів, основин, пасів, ємностей, трубопроводів та ін., які мають достатню міцність, а питому вагу більш як у 3 рази меншу у порівнянні зі сталлю (важливо для транспортних технічних засобів), використовуються **сплави на основі алюмінію**.

Для виготовлення корпусів та деталей складної конструкції використовують **ливарні сплави** (АЛ2, АЛ4, АЛ9 та ін.), сплави алюмінію з кремнієм – **силуміни**, які мають відносно малу міцність ( $\sigma_B=170\div 250$  МПа). Для виготовлення більш навантажених деталей транспортних технічних засобів використовують **деформовані сплави на основі алюмінію** (з міддю, магнієм) з термічним зміцненням – **дюралюміні** (Д1, Д16 та ін. мають  $\sigma_B=350\div 430$  МПа). Їх вартість суттєво перевищує вартість сталі.

Для виготовлення відповідальних деталей з високою міцністю, жароміцністю, корозійною стійкістю, але з невисокими антифрикційними властивостями, низькою теплопровідністю та модулем повздовжньої пружності використовують **титанові сплави** ВТ3-1, ВТ5, В22 та ін. За питомою вагою вони в 1,7 рази легші у порівнянні зі сталлю, а за міцністю займають вищий рівень міцності легованих сталей (мають  $\sigma_B=800\div 1500$  МПа). Застосовуються головним чином в авіації, ракетній техніці (для виготовлення роторів, лопаток газотурбінних двигунів, кріпильних деталей) та хімічному машинобудуванні.

Все більшого використання для виготовлення деталей отримують **неметалічні матеріали** – пластмаси, гума та ін.

**Пластмаси** за міцнісними характеристиками можуть наближатися до деяких металів, а за корозійною стійкістю – перевершувати їх. До матеріалів середньої міцності ( $\sigma_B=300$  МПа) належать шаруваті пластмаси – гетинакс, текстоліт, лігнофоль. Із пластмас високої міцності – склопластів ( $\sigma_B=400$  МПа) – виготовляють труби, резервуари, кузови автомобілів та ін. Пластики відрізняються від сталей меншою міцністю у (10...30 разів), жорсткістю (у 20...200 разів), твердістю (у 10...100 разів), теплопровідністю (у 100...400 разів).

**Гума** характеризується високою еластичністю, стійкістю проти впливу зовнішнього середовища, амортизаційними властивостями. Відносно подовження до руйнування може досягати 500...1000%. Модуль пружності гуми  $E=2,4\div 9$  МПа, залежно від твердості. Під дією постійних навантажень внаслідок релаксації деформація гумових деталей змінюється. Під дією змінних навантажень внаслідок внутрішнього тертя гума нагрівається, відбуваються необоротні процеси, погіршується еластичність. Гума використовується для пасів, упорів, підвісок, мембран, трубопроводів, захисних покриттів.

Для порівняння основних механічних характеристик деяких розглянутих вище матеріалів може бути використана таблиця 3.1.

## Механічні характеристики та питомі показники деяких матеріалів

| Марка матеріалу.<br>Термічна і хіміко-<br>термічна обробка | $\sigma_B$ | $\sigma_T$ | $\sigma_{-1}$ | $E \cdot 10^{-5}$ | Твердість<br>HB<br>(HRC) | $\delta$ ,<br>% | $\rho$ ,<br>г/см <sup>3</sup> |
|--|------------|------------|---------------|-------------------|--------------------------|-----------------|-------------------------------|
|  | МПа        |            |               |                   |                          |                 |                               |
| Сталь:   |            |            |               |                   |                          |                 | 7,8                           |
| Ст5  | 500        | 260        | 220           | 2,0...2,1         | 285                      | 17              | -/-                           |
| 45 Н.З.В.  | 880        | 635        | 390           | -/-               | 270                      | 6               | -/-                           |
| 40X Н.З.В.   | 1300       | 1100       | 550           | -/-               | (40...51)                | 10              | -/-                           |
| 15X Ц.З.   | 700        | 500        | 315           | -/-               | (63)                     | 12              | -/-                           |
| 18ХГТ Ц.З.В.   | 1000       | 800        | 650           | -/-               | (63)                     | 9               | -/-                           |
| 12Х2Н4А Ц.З.В.   | 1150       | 950        | 450           | -/-               | (63)                     | 10              | -/-                           |
| ШХ15 З.В.  | 2200       | 1700       | 660           | -/-               | (63)                     | -               | -/-                           |
| 45Л З.В.   | 550        | 300        | 235           | -/-               | 153                      | 14              | -/-                           |
| Чавун:   |            |            |               | 0,8...1,5         |                          |                 | 7,2                           |
| СЧ20   | 200        | -          | 100           | -/-               | 240                      | -               | -/-                           |
| СЧ35   | 350        | -          | 150           | -/-               | 270                      | -               | -/-                           |
| Алюмінієві<br>сплави                                       | 180...360  | 200        | -             | 0,8               | 50...100                 | 3...5           | 2,3                           |
| Сплави титану  | 800...1500 | 1000       | 300           | 1,1               | -                        | -               | 4,5                           |
| Бронза   | 440...620  | -          | -             | 1,1               | 60...100                 | 5...10          | 8,9                           |
| Латунь   | 200...600  | -          | -             | 1,1               | 100                      | 7...15          | 8,5                           |
| Бабіт<br>(при стискуванні)                                 | 100        | -          | -             | -                 | 30                       | 6               | 7,4                           |
| Текстоліт  | 100        | -          | -             | 0,06              | -                        | 1,0             | 1,4                           |
| Гума   | -          | -          | -             | -                 | -                        | 300             | 1,2                           |

**Контрольні питання до теми:**

1. Які матеріали належать до чорних металів? Їх основні властивості та область застосування.
2. Які матеріали належать до кольорових металів?
3. Основні властивості та область застосування мідних сплавів (бронзи, латуні, бабіти).
4. Основні властивості та область застосування легких сплавів (сплави алюмінію, магнію).
5. Пластмаси – основні властивості та область застосування.

## ТЕМА 4. ОСНОВИ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ДЕТАЛЕЙ ТА МЕХАНІЗМІВ МАШИН

### 4.1. Загальні положення

Усі вироби машинобудівних підприємств – різноманітні технічні засоби, окремі агрегати, механізми, прилади та інші конструкції – складаються з деталей. При цьому **деталь** визначають як елемент конструкції, який виготовлено з матеріалу однієї марки без використання складальних операцій (наприклад, деталями є болт, гайка, шайба та ін.).

Сукупність деталей, які з'єднані на підприємстві-виробникові з використанням складальних операцій (зварюванням, згвинчуванням, клепаанням, паянням та ін.) з забезпеченням певної сумісної роботи, називається **складальною одиницею** (наприклад, шатун тепловозного дизеля, підшипники кочення і ковзання, насоси, компресори, редуктори та ін.). В інженерній практиці досить широко використовуються поняття «комплекси» і «комплекти», під якими розуміють сукупності збірних одиниць, що виготовлені на підприємстві і забезпечують виконання певних функцій у складі відповідної конструкції після складання її на місці призначення (наприклад, насосні станції, дизель-генераторні станції, автоматизовані верстатні лінії, комплекти запасних частин та ін.).

Слід мати на увазі, що основою розроблення різноманітних конструкцій сучасних технічних засобів є використання в основному (за винятком спеціальних) однакових деталей та збірних одиниць – типових, нормальних і стандартних: роз'ємні та нероз'ємні з'єднання деталей, механічні передачі, вали, опори, ущільнення, муфти та ін. Це визначило необхідність виділення їх класифікаційних груп, розроблення відповідних інженерних методів для їх розрахунків і конструювання.

**Деталь** – частина машини, яку виготовляють без складальних операцій.

Деталі поділяються на **деталі загального призначення**, що використовуються майже в усіх машинах (болти, вали, пружини), і **спеціального призначення** (поршні, лопатки турбін, крюки тощо). Останні розглядаються в спеціальних курсах.

**Вузол** – закінчена складальна одиниця, яка включає ряд деталей, що мають загальне функціональне призначення (підшипник, муфта, редуктор). Складні вузли можуть включати більш прості (підвузли).

**Технічний об'єкт (об'єкт)** – виріб, який розраховується, аналізується, випробовується та досліджується на етапах проектування, виготовлення, застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування з метою забезпечення ефективності його функціонального призначення.

**Механічна система (система)** – складний об'єкт, що є сукупністю взаємопов'язаних функціонально та розміщених у певному порядку об'єктів.

Такими системами є машини, агрегати, складальні одиниці, які залежно від мети дослідження можуть входити в більш складну механічну систему як підсистеми або як елемент.

Елемент механічної системи – об'єкт, що є частиною механічної системи в конкретному дослідженні.

Це можуть бути не лише деталі, але й складальні одиниці, агрегати і навіть машини, якщо вони в даному розрахунку (дослідженні) представлені тільки своїми

зовнішніми параметрами (характеристиками, ознаками) без розкриття їх внутрішнього змісту.

**Надійність** – властивість об'єкта виконувати задані функції та зберігати свої експлуатаційні показники в заданих межах на протязі необхідного проміжку часу або необхідного напрацювання Це внутрішня властивість об'єкта.

Зрозуміло, що мова йде про експлуатацію виробу в заданих режимах та умовах використання.

**Безвідмовність** – властивість об'єкта зберігати працездатність безперервно протягом деякого часу або будь-якого напрацювання Ця властивість проявляється залежно від призначення виробу як в режимі його роботи, так і у режимі очікування роботи

**Відмова** – подія, яка полягає в порушенні працездатності об'єкта.

Відмови слід відрізняти від несправних станів, за яких виріб не відповідає хоч би одній з технічних умов, але зберігає свою працездатність.

**Катастрофічні відмови** – руйнування конструкції, вибухи тощо, які створюють небезпеку для життя людей або тягнуть за собою великі матеріальні збитки, повинні бути усунені за допомогою спеціальних випробувань Вони не входять у систему кількісних оцінок надійності

**Довговічність** – властивість об'єкта зберігати працездатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту.

**Збережність** – властивість об'єкта безперервно зберігати справний та (або) працездатний стан протягом (або) після режиму очікування, збереження і (або) транспортування.

**Справний стан (справність)** – стан об'єкта, за яким він задовольняє усім вимогам нормативно-технічної документації (НТД).

**Несправний стан (несправність)** – стан об'єкта, за яким він не задовольняє хоч би одній з вимог НТД

**Працездатний стан (працездатність)** – стан об'єкта, за яким значення усіх параметрів, які характеризують його здатність виконувати задані функції, відповідають вимогам НТД.

**Непрацездатний стан (непрацездатність)** – стан об'єкта, за яким значення хоч би одного параметра, що характеризує його здатність виконувати задані функції, не відповідають вимогам НТД

**Граничний стан** – стан об'єкта, досягнувши якого його подальше застосування за призначенням недопустиме або неможливе

**Пошкодження** – подія, яка полягає в порушенні справності об'єкта при збереженні його працездатності

Усі види станів та подій згідно з ГОСТ 27.103-83 визначаються критеріями, встановленими у відповідній НТД Це критерії справного, несправного, працездатного, непрацездатного та граничного станів.

**Ресурс** – напрацювання об'єкта від початку його застосування до настання граничного стану.

У межах визначеного ресурсу зазвичай передбачається один або кілька ремонтів.

**Ремонтпридатність** – властивість виробу допускати відновлення окремих деталей та вузлів з відносно невеликими затратами (наприклад, можливість заміни деталей у процесі експлуатації тощо).

**Напрацювання** – тривалість або об’єм роботи об’єкта.

**Контролездатність** – властивість виробу допускати контроль його стану в процесі експлуатації. Контроль здійснюється за допомогою давачів обертів, температур, вібрацій тощо, а також шляхом візуальних оглядів, застосовуючи оптичні та електронні прилади.

**Строк служби** – календарна тривалість експлуатації об’єкта від початку його застосування до настання граничного стану.

**Строк збережності** – календарна тривалість збереження і (або) транспортування об’єкта в заданих умовах, протягом та після яких зберігаються справність, а також значення показників безвідмовності, довговічності та ремонтпридатності у межах, встановлених НТД для даного виробу.

**Оперативний час відновлення** – затрати часу кожного виконавця на виконання операції з відновлення працездатності об’єкта, які визначаються його конструкцією та технічним станом.

**Оперативна тривалість відновлення** – час проведення операцій з відновлення працездатності об’єкта, який визначається його конструкцією, технічним станом та пристосуванням до одночасного виконання робіт кількома виконавцями.

**Оперативним часом** вимірюються трудові затрати виконавців ремонтних робіт, а оперативною тривалістю – період перебування об’єкта в процесі відновлювальних операцій.

**Оперативна трудомісткість відновлення** – сума затрат часу усіх виконавців, які беруть участь у виконанні операцій із відновлення працездатності об’єкта, обумовлених конструкцією його та технічним станом.

**Оперативна вартість відновлення** – вартість виконання операцій відновлення працездатності об’єкта, яка визначається його конструкцією та технічним станом, а також кваліфікацією всіх виконавців.

## 4.2. Шляхи підвищення надійності деталей та вузлів машин

Теоретичні розрахунки, інженерний досвід та інтуїція у створенні машин, апаратів, приладів та інших механізмів націлюють конструкторів на основні шляхи підвищення надійності згаданих систем на всіх етапах (від технічного задуму, через проектування, до технічної експлуатації машин). Наведемо лише основні способи підвищення надійності деталей та вузлів на етапі проектування:

а) обґрунтований вибір матеріалів деталей та широке використання методів їх зміцнення (пластичне деформування, хіміко-термічна обробка, поверхневе загартування);

б) обґрунтованість розмірів деталей;

в) використання конструкцій та матеріалів з високою та оптимальною жорсткістю;

г) компоновання вузла виробу з мінімально можливим числом деталей. Ефективними є конструкції які побудовано із автономних вузлів з широким застосуванням стандартних деталей;

д) забезпечення високої контролездатності деталей, вузлів і конструкцій при їх виготовленні, складанні та експлуатації;

е) оснащення конструкції пристроями для передбачення і запобігання можливості виникнення катастрофічних відмов (обмеження зростання частоти обертання, обертового моменту тощо), сигнальними пристроями для попередження порушень нормальної роботи (світлові сигнали тощо);

є) розробка системи технічних оглядів та обслуговування конструкцій;

ж) резервування – один із шляхів підвищення надійності систем. Розрізняють два типи резервування:

– введення додаткових елементів (наприклад, паралельно під'єднаних приводів у машинах), які забезпечують збереження працездатності системи у випадку відмови одного (або кількох) із увімкнутих паралельно елементів, тобто використання структурного резервування;

– резервування за параметром, тобто забезпечення збереження працездатності системи або її елементів шляхом полегшення режимів роботи, зниження навантаження.

### ***Контрольні питання до теми:***

1. Що таке деталь, вузол?
2. Критерії надійності та їх характеристика.
3. Стани об'єкта (деталі, вузла).
4. Шляхи підвищення надійності та працездатності деталей машин.

## ТЕМА 5. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ. ОСНОВНІ КІНЕМАТИЧНІ ТА СИЛОВІ СПІВВІДНОШЕННЯ

Робочі машини приводяться в рух двигунами (в основному електродвигунами). Вони характеризуються високою швидкохідністю і мають незначну величину крутного моменту. Тому виникає необхідність узгодження режимів роботи двигуна й виконавчого органу машини. Для цього і використовуються механічні передачі.

**Механічна передача** – механізм, що перетворює задані кінематичні та енергетичні параметри двигуна на потрібні параметри руху робочих органів машин та призначений для погодження режиму роботи двигуна з режимом роботи виконавчих органів.

Таким чином, загальна схема приводу має наступний вигляд

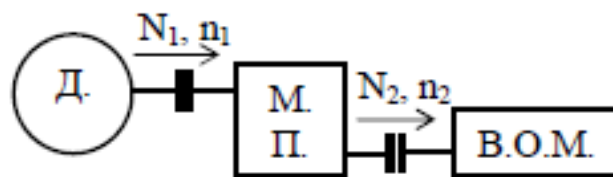


Рис. 5.1. Схема приводу

Отже, пристрій, що служить для передачі потужності  $N$ , кВт від двигуна (Д.) до виконавчих органів машини (В.О.М.) називають механічною передачею (М.П.).

Основними параметрами, які характеризують передачу є потужність  $N$ , кВт та швидкохідність, яка може бути виражена частотою обертання валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  чи кутовою швидкістю  $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$ . Відповідних характеристик мінімально необхідно і достатньо для проведення проектувального розрахунку будь-якої передачі.

До похідних характеристик передач відносять:

– коефіцієнт корисної дії (ККД):

$$\eta = \frac{N_2}{N_1};$$

– передаточне відношення (число):

$$i(u) = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2};$$

– кутова швидкість обертання валу, рад/с:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

При відомій потужності та частоті обертання на валу можна визначити крутний момент,  $\text{Н}\cdot\text{м}$  або  $\frac{\text{кВт}}{\text{хв}^{-1}}$ :

$$T = \frac{N}{\omega}; T = 9550 \frac{N}{n}.$$

В залежності від співвідношення параметрів вхідного і вихідного валів передачі поділяються:

– на редуктори (передачі, що зменшують оберти) – від вхідного валу до вихідного зменшують частоту обертання ( $n_1 > n_2$ ) і збільшують крутний момент ( $T_1 < T_2$ ); передаточне число –  $u > 1$ ;

– на мультиплікатори (передачі, що збільшують оберти) – від вхідного валу до вихідного збільшують частоту обертання ( $n_1 < n_2$ ) і зменшують крутний момент ( $T_1 > T_2$ ); передаточне число –  $u < 1$ .

Класифікація механічних передач наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

**Класифікація механічних передач та їх порівняльна оцінка**

| Спосіб передачі руху        | Тип передачі | Взаємне розташування валів                   | Вид передачі                                | Передавана потужність $P, кВт$ | Колова швидкість $V, м/с$ | ККД $\eta$  | Передаточне число в одному ступені |
|-----------------------------|--------------|--|---|--------------------------------|---------------------------|-------------|------------------------------------|
| Зачепленням                 | Зубчасті     | Паралельне                                   | циліндричні із зубчастою рейкою             | 1000                           | 150                       | 0,92...0,98 | 3...6<br>1                         |
|                             |              |  | конічні                                     |                                |                           | 0,91...0,97 | 3...5                              |
|                             |              | Осі валів перехрещуються                     | черв'ячні конічні                           | 50                             | 15                        | 0,7...0,92  | 8...80                             |
|                             |              |  | геподні циліндричні гвинтові                |                                |                           | 0,8...0,9   | 3...5<br>1...3                     |
| Ланцюгові                   | Паралельне   | з роликівими втулковими зубчастими ланцюгами | 100   | 15<br>35                       | 0,91...0,97               | 2...6       |                                    |
| Із зубчастим пасом          | Паралельне   |  |   | 30                             | 0,91...0,97               | 2...4       |                                    |
| Тертям                      | Пасові       | Паралельне                                   | плоскопасові<br>клинопасові<br>круглопасові | 50                             | 30                        | 0,94...0,97 | 2...4                              |
|                             |              |  | Осі валів перехрещуються                    | плоскопасові<br>круглопасові   |                           |             |                                    |
| Фрикційні                   | Паралельне   | Осі валів перехрещуються                     | $u = const$<br>$u = var$                    | 300                            | 30                        | 0,7...0,8   | 3...6                              |
|                             |              |  | $u = const$<br>$u = var$                    |                                |                           |             |                                    |
| За принципом гвинтової пари | Гвинт-гайка  | Співвісні                                    |   | 100                            | 5                         | 0,3...0,4   | 1000                               |

**Контрольні питання до теми:**

1. Призначення й типи механічних передач.
2. Як визначається передаточне число механічної передачі?
3. Співвідношення між обертовими моментами, потужностями та кутовими швидкостями на валах механічної передачі.

## ТЕМА 6. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

### 6.1. Загальна характеристика. Переваги та недоліки

Зубчасті передачі найбільш поширений тип механічних передач. В зубчастій передачі рух передається зачепленням пари зубчастих коліс. Менше зубчасте колесо прийнято називати **шестернею**, а більше – **колесом**. Термін «зубчасте колесо» відноситься як до шестерні так і до колеса.

У залежності від взаємного розміщення геометричних осей валів зубчасті передачі бувають: **циліндричні** – при паралельних осях; **конічні** – вісі перетинаються; **гвинтові та гіпоїдні** – вісі перехрещуються.

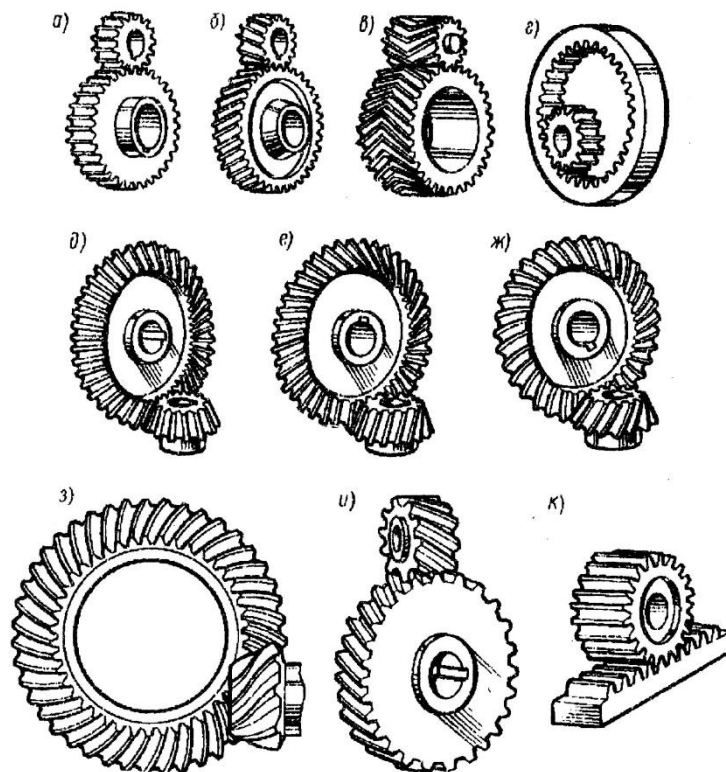


Рис. 6.1. Типи зубчастих передач

**Гвинтові зубчасті** передачі мають, підвищене ковзання в зачепленні і низьку навантажувальну здатність, тому їх застосування обмежене.

Для перетворення обертового руху в поступальний і навпаки застосовують **рейкову передачу**, яка є граничним випадком циліндричної зубчастої передачі. Рейку розглядають як колесо, діаметр якого прямує до безкінечності.

У залежності від розміщення зубів на ободі коліс передачі розрізняють (рис. 6.1):

- **прямозубі** (а, г, д, к);
- **косозубі** (б, е, і); **шевронні** (в);
- з **круговими зубами** (ж, з).

В залежності від форми профіля зуба передачі бувають:

- шевронні;
- з зачепленням Новікова;
- циклоїдні.

**Циклоїдне зачеплення** зараз зберіглося лише в передачах приладів і годинниках.

У залежності від взаємного розміщення коліс зубчасті передачі бувають:

- зовнішнього зачеплення;
- внутрішнього зачеплення.

У залежності від конструктивного виконання зубчасті передачі бувають:

- відкритими;
- напіввідкритими;
- закритими.

У залежності від класу точності:

- 1–3 клас точності (високоточні прилади);
- 3–10 класу точності (загальне машинобудування);
- 10–12 класу точності (важке машинобудування)

У залежності від кількості ступенів:

- одноступінчасті;
- двох і багатоступінчасті (загальне передаточне відношення таких передач визначається, як добуток передаточних відношень кожної з ступенів).

По швидкісним характеристикам:

- мало швидкісні (окружні швидкості до 3 м/с);
- середньо швидкісні (окружні швидкості від 3 до 10 м/с);
- високошвидкісні (окружні швидкості від 10 м/с).

**Переваги зубчастих передач:**

- висока надійність роботи в широкому діапазоні навантажень і швидкостей;
- малі габарити;
- велика довговічність;
- високий ККД;
- порівняно малі навантаження на вали і підшипники;
- постійність передаточного числа;
- простота обслуговування.

**Недоліки зубчастих передач:**

- високі вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- шумність на великих швидкостях.

Зубчасті передачі можуть надійно передавати потужності від долей ват до десятків тисяч кіловат при колових швидкостях до 150 м/с. Тому вони широко використовуються у всіх галузях машино- і приладобудування.

## **6.2. Точність виготовлення та її вплив на якість передачі**

Якість роботи передачі пов'язана з точністю виготовлення зубчастих передач та деталей (корпус, підшипники, вали), які визначають їх взаємне розташування. Деформація деталей під навантаженням теж впливає на якість передачі.

Основні похибки при виготовленні:

- похибки кроку та форми профілю зубців, які викликають порушення кінематичної точності, плавності роботи (коливання та додаткові динамічні навантаження, удари, шум при роботі тощо);

– похибки у напрямку зубців відносно утворюючих ділительних поверхонь, які викликають нерівномірне розподілення навантаження по довжині зуба.

Точність виготовлення регламентується СТ СЕВ 641-77, який передбачає 12 ступенів точності. Кожний ступінь точності характеризується трьома показниками:

– нормою кінематичної точності, яка регламентує найбільшу похибку передаточного відношення чи повну похибку кута повороту зубчастого колеса у межах одного обороту ( у зачепленні з еталонним колесом);

– нормою плавності роботи, яка регламентує циклічні помилки передаточного відношення чи кута повороту зубчастого колеса у межах одного обороту, які багаторазово повторюються;

– нормою контакту зубців, яка регламентує помилки виготовлення зубів та складання передачі, що впливають на розміри плями контакту в зачепленні (розподілення навантаження по довжині зубів).

Ступінь точності обирають у залежності від призначення передачі. Найбільш поширені 6, 7, 8 ступені точності.

Для того щоб уникнути заклинювання передачі у зачепленні застосовують боковий зазор. **Боковим зазором** називають виміряну відстань по нормалі між неробочими профілями зубів коліс, що знаходяться в зачепленні (рис. 6.2).

Розмір зазору регламентується видом сполучення зубчастого колеса. Існує 6 видів:

- |      |   |                   |
|------|---|-------------------|
| Н    | – | нульовий зазор;   |
| Е    | – | малий зазор;      |
| С, D | – | зменшений зазор;  |
| В    | – | нормальний зазор; |
| А    | – | збільшений зазор. |

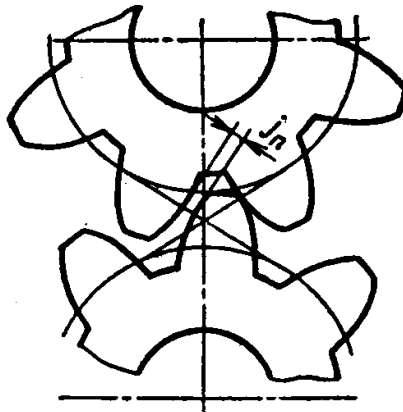


Рис. 6.2. Боковий зазор

Зазори Н, Е, С потребують підвищеної точності виготовлення, застосовуються для реверсивних передач при високих вимогах до кінематичної точності, а також при існуванні крутильних коливань валів.

### 6.3. Загальні підходи до проектування зубчастих передач

Проектування будь-якої зубчастої передачі може бути представлено в узагальненій формі у вигляді такого алгоритму:

- 1) складання кінематичної схеми;
- 2) вибір матеріалу зубчастих коліс та виду термообробки;
- 3) визначення величини критеріальних показників працездатності передачі; допустимих контактних та згинальних напружень  $[\sigma_H]$  і  $[\sigma_F]$  та максимальних допустимих контактних та згинальних напружень при короткочасних перевантаженнях  $[\sigma_H]_{max}$  і  $[\sigma_F]_{max}$ ;
- 4) визначення основних геометричних параметрів передачі ( $a$  – міжосьова відстань,  $b_1, b_2$  – ширина зубчастого вінця шестерні та колеса,  $d_1, d_2$  – ділильні діаметри шестерні та колеса,  $z_1, z_2$  – кількість зубів шестерні та колеса,  $m$  – модуль зачеплення тощо);
- 5) визначення сил у зачепленні;
- 6) перевірка виконання умов міцності зубів спроектованої передачі ( $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ ,  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ ,  $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_H]_{max}$ ,  $\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_F]_{max}$ ).

#### 6.4. Критерії розрахунку закритих і відкритих передач

Вирішальний вплив на працездатність зубців коліс у зубчастих передачах мають контактні напруження та напруження згину, які носять циклічний характер.

Контактні напруження виникають у місці контакту зубів і викликають викришування поверхонь зубців поблизу полюса зачеплення в області ніжок зубів. Напруження згину виникають в області ніжок і викликають втомне руйнування зубів.

**Заходи по запобіганню викришування зубів:**

- визначення розмірів зубів із розрахунку на втому по контактним напруженням;
- підвищення твердості робочих поверхонь зубців шляхом термообробки;
- підвищення ступеня точності за нормою контакту зубів.

Крім того, внаслідок перевантаження (ударного та статичного) зубів або концентрації напружень може виникнути поломка зубців.

**Заходи по запобіганню поломки зубів:**

- визначення розмірів зубів із розрахунку на втому по напруженням згину;
- збільшення модулю;
- зміщення вихідного контуру зуборізного інструменту при виготовленні коліс;
- термообробка;
- наклеп.
- захист передач від перевантажень;
- збільшення жорсткості валів;
- використання зубів зі зрізаними кутами та бочкоподібних зубів;

Проектний розрахунок на міцність закритих швидкохідних зубчастих передач виконується за допустимими контактними напруженнями  $[\sigma_H]$ . Потім виконується перевірочний розрахунок по допустимим напруженням згину.

Проектний розрахунок відкритих тихохідних високовантажених передач виконується за допустимими напруженням згину  $[\sigma_F]$ . Потім виконується перевірочний розрахунок по допустимим контактним напруженням.

***Контрольні питання до теми:***

1. Основні переваги та недоліки зубчастої передачі.
2. Як поділяються зубчасті передачі за формою профілю зубців, за взаємним розміщенням осей валів, за розміщенням на ободі та формою зубців, за конструктивним оформленням?
3. Види руйнування зубців зубчастих передач.

# ТЕМА 7. ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

## 7.1. Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Розглянемо прямозубу циліндричну передачу з евольвентним профілем зубів виготовлену без зміщення.

Менше із пари зубчатих коліс називають шестернею, а більше – колесом. Термін «зубчате колесо» являється загальним. Всі параметри, що мають відношення до шестерні позначаються індексом – 1, а до колеса – 2.

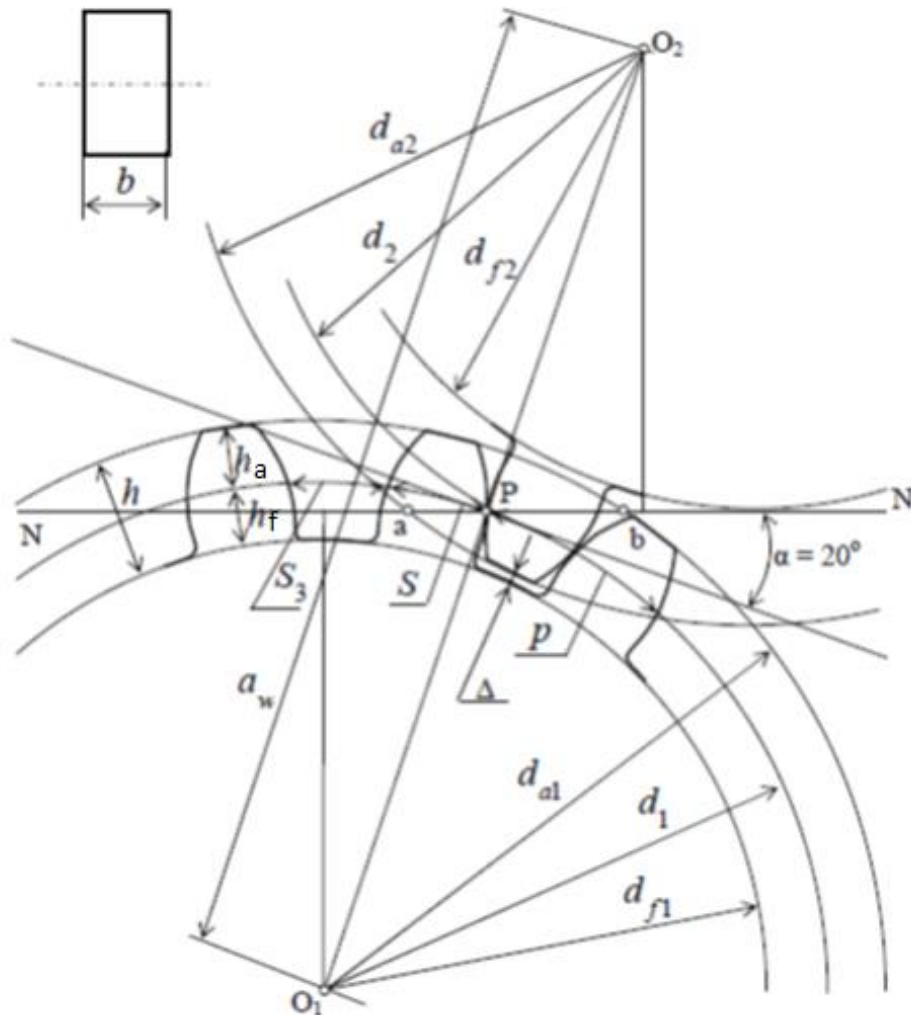


Рис. 7.1. Геометричні параметри прямозубого зачеплення

Основною геометричною характеристикою є модуль зачеплення –  $m$ , мм. Величина модуля зачеплення вибирається згідно стандарту.

$z_1, z_2$  – число зубів шестерні і колеса, відповідно. Мінімальне число зубів шестерні приймають не менше ніж 17. В іншому випадку буде мати місце підрізання зубів в процесі їх виготовлення.

$h_a = m$  – висота головки зуба.

$h_f = 1,25m$  – висота ніжки зуба.

$h = 2,5m$  – висота зуба.

$d_1 = mz_1, d_2 = mz_2$  – дільний діаметр шестерні і колеса, відповідно.

$d_{a1} = d_1 + 2m$ ,  $d_{a2} = d_2 + 2m$  – діаметр вершин зубів шестерні і колеса, відповідно.

$d_{f1} = d_1 - 2,5m$ ,  $d_{f2} = d_2 - 2,5m$  – діаметр западин зубів шестерні і колеса, відповідно.

$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$  – міжосьова відстань.

$p = \pi m$  – крок зачеплення, відстань по ділильному колу між однойменними робочими профілями.

$S = \frac{1}{2}p$  – товщина зуба по ділильному колу.

$S_3 = \frac{1}{2}p$  – ширина западини по ділильному колу.

$\Delta$  – радіальний зазор.

$\alpha$  – кут зачеплення. В основному кут зачеплення  $\alpha = 20^\circ$ .

$b$  – ширина вінця зубчатого колеса.

$N - N$  – лінія передачі руху.

$(ab)$  – довжина активної лінії зачеплення.

$P$  – полюс зачеплення.

## 7.2. Особливості геометрії косозубих передач

Косозубими називають колеса в яких зубці розташовані під деяким кутом  $\beta$  відносно осі обертання колеса. Із збільшенням кута нахилу зуба збільшується довжина лінії контакту, а також збільшується кількість пар зубів в зоні перекриття, що підвищує швидкісні характеристики передачі і можливість передавати значні навантаження. Але при цьому пропорційно тангенсу цього самого кута збільшується осьова складова навантаження. Тому цей кут обмежують в межах 8–15 градусів.

У разі передачі великої потужності при великому числі обертів застосовують шевронні колеса. По суті, це здвоєні косозубі колеса із зустрічним нахилом зубів. Вони виконуються суцільними шевроном (збільшення навантажувальної здатності на 20...30%, складність виготовлення у зв'язку із застосуванням спеціального зубонарізного інструменту) і з розрізним шевроном.

Геометричні параметри косозубих і шевронних коліс вимірюються в двох площинах. В площині  $(n - n)$  нормального перетину, яка перпендикулярна зубу і в площині  $(t - t)$  перпендикулярної осі обертання колеса (рис. 7.2).

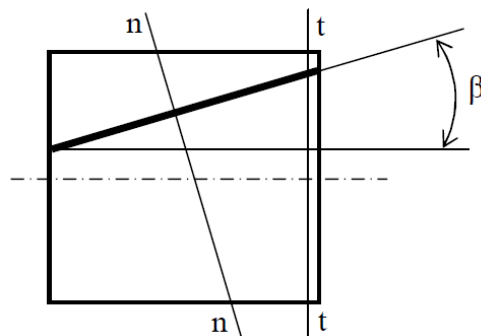


Рис. 7.2. Особливості геометрії косозубих коліс

Профіль косого зуба в нормальному перетині еквівалентний профілю прямозубого колеса. Тому при розрахунках використовують поняття **еквівалентне прямозубе колесо**, колесо в якому форма зуба еквівалентна формі косого зуба в перетині ( $n - n$ ). Діаметр еквівалентного колеса та число його зубів визначають рівняннями:

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta};$$

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

В торцевому перетині ( $t - t$ ) параметри косого зуба змінюються в залежності від  $\beta$ .

Геометричні параметри визначаються співвідношенням:

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} - \text{окружний крок в торцевому перетині};$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} - \text{окружний модуль в торцевому перетині};$$

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} - \text{ділительний діаметр}.$$

де:  $p_n, m_n$  – крок і модуль в нормальному перетині.

Інші геометричні параметри визначаються аналогічно прямозубій передачі.

Передаточне число передачі визначають рівнянням:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

### 7.3. Основні види руйнування зубів коліс

Згідно експлуатаційним дослідженням до найбільш частих поломок при роботі передач відноситься: викришування, абразивне зношування й заїдання поверхонь зубів, а також злам зуба. Викришування, абразивне зношування й заїдання обумовлені поверхневою міцністю, а злам – об'ємною міцністю зубів.

**Викришування** – найбільш серйозний і розповсюджений дефект навіть для закритих добре змащених й захищених від забруднення передач. На робочих поверхнях з'являються невеликі поглиблення, які потім перетворюються в раковини, що приводить до підвищення контактної тиску й порушення роботи передачі. Викришування носить характер втоми і викликане контактними напруженнями.

Для запобігання викришування необхідно підвищувати твердості матеріалу термообробкою або підвищувати ступені точності передачі, а також правильно призначати розміри з розрахунку на утому по контактних напруженнях.

**Абразивне зношування** є основною причиною виходу з ладу передач при поганому змащенні. Це, у першу чергу, відкриті передачі, а також закриті, що перебувають у запиленому середовищі. В наслідок абразивного зношування підвищуються зазори в зачепленні, підсилюються шум, вібрація, динамічні перевантаження, змінюється форма зуба, зменшуються розміри поперечного перерізу, а значить і міцність зуба.

Заходи попередження зношування полягають в підвищенні твердості поверхні зубів, захисту від забруднення, застосування спеціальних мастил.

**Заїдання** відбувається у високонавантажених і високошвидкісних передачах. У місці контакту зубів виникає підвищена температура, що приводить до

молекулярного зчеплення металу з наступним відривом. Вирвані частки потім дряпають поверхні тертя. Звичайно заїдання відбуваються внаслідок видавлювання масляної плівки між зубів при спільній дії високих тисків і швидкостей.

Заходи попередження аналогічні, що й при абразивному зношуванні.

**Злам (поломка) зуба** – явище, що зустрічається рідше, але є не менш небезпечний вид поломок, пов'язаний з напругами згину. Злам зуба може привести до досить тяжких наслідків аж до руйнування валів і підшипників, а іноді й усього механізму.

Для попередження зламу проводиться розрахунок зуба по напруженнях згину.

#### 7.4. Контактні напруження

Контактні напруження виникають в місті дотику двох тіл в тих випадках, коли розміри площадки дотику малі порівняно до розмірів тіл. У зв'язку з тим, що контактні напруження обумовлюють основні види руйнування робочих поверхонь зубів, основним розрахунком є розрахунок на міцність по контактним напруженням. Математичною моделлю (рис. 7.3) для визначення величини контактних напружень в евольвентних профілях зубів є стискання двох циліндрів. Відповідна модель може врахувати, як зовнішнє зачеплення так і внутрішнє (циліндр в циліндрі, внутрішній контакт).

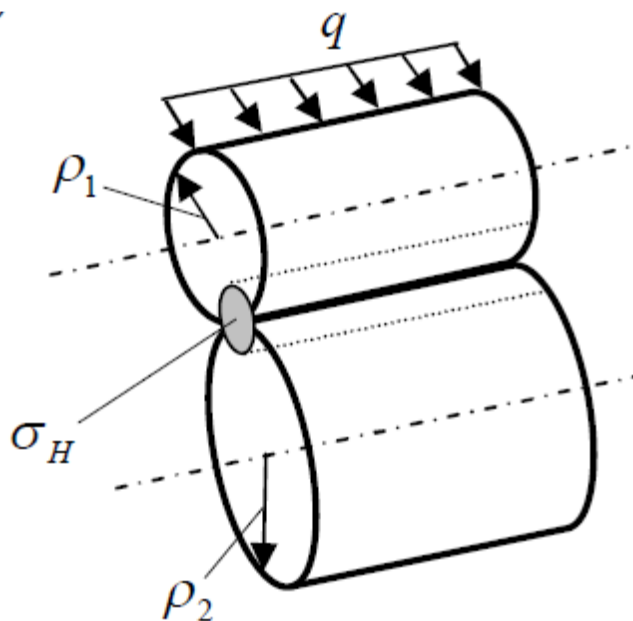


Рис. 7.3. Математична модель

$q$  – питоме погонне навантаження, яке обумовлює стискання циліндрів.

$\rho_1, \rho_2$  – радіуси кривизни циліндрів.

$\sigma_H$  – контактні напруження.

Згідно математичній моделі величина контактних напружень в першому наближенні визначається рівнянням Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} q}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (7.1)$$

де:  $E_{\text{пр}}$  – приведений модуль пружності матеріалів циліндрів;  $\rho_{\text{пр}}$  – приведений радіус кривизни циліндрів.

Якщо циліндри виготовлені з різних матеріалів то величина приведенного модуля пружності визначається рівнянням:

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2},$$

а приведений радіус кривизни:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

Знак + відповідає зовнішньому контакту, знак – внутрішньому контакту.

### 7.5. Визначення зусиль в зачепленні прямозубої передачі

В процесі передачі обертального моменту  $T_1$  від першого колеса до другого в зоні зачеплення виникає сила нормального тиску  $\overline{F_n}$ , яка завжди направлена по нормалі (N – N) до евольвентних профілів зубів (рис. 7.4).

Розкладемо силу нормального тиску на дві складові: окружну силу  $F_t$ , яка направлена по дотичній до діляльного кола зубчатого колеса; радіальну силу  $F_r$ , яка направлена по радіусу до центру обертання зубчатого колеса.

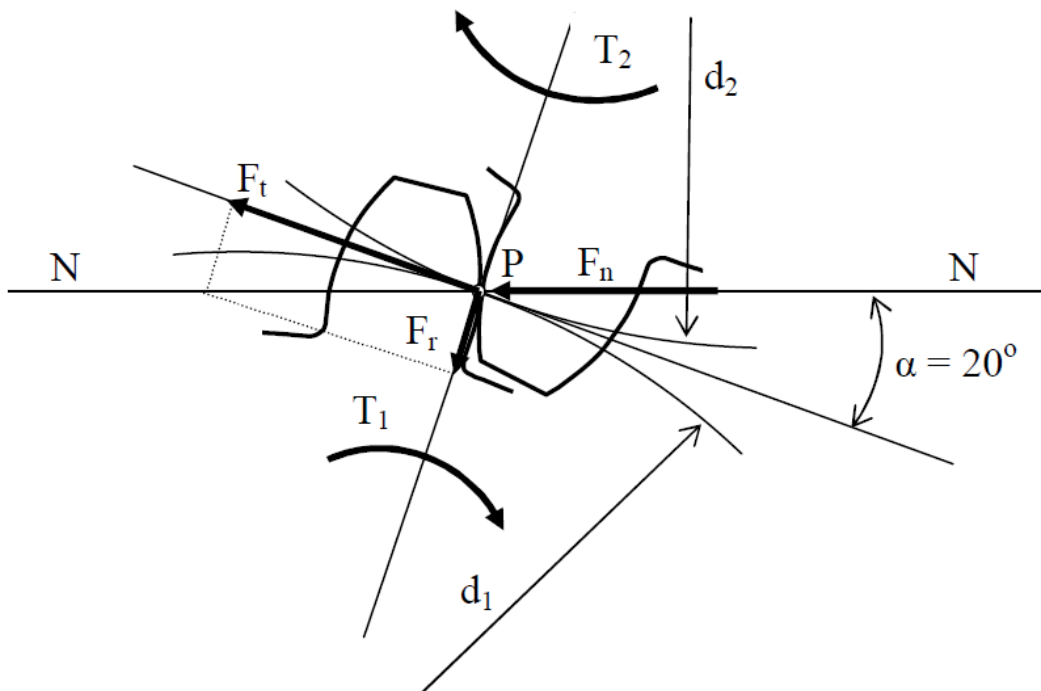


Рис. 7.4. Зусилля в зачепленні прямозубої передачі

Розглянемо рівновагу першого колеса відносно центру його обертання у вигляді суми моментів всіх сил:

$$F_t \frac{d_1}{2} - T_1 = 0,$$

звідки знаходимо величину окружної сили:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Величину радіальної сили визначаємо з відповідного силового трикутника:

$$F_r = F_t \tan \alpha.$$

Враховуючи, що в зоні зачеплення має місце рівновага то на друге колесо діють відповідні сили за модулем, але направлені в протилежну сторону.

## 7.6. Розрахунок зубів по контактним напруженням

Розв'язуючи рівняння Герца (7.1) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої передачі отримаємо формулу для розрахунку величини контактних напружень навколо полюсної зони, де відповідні напруження максимальні.

Величину питомого погонного навантаження визначаємо рівнянням:

$$q = \frac{F_n K_H}{b},$$

де:  $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{HV}$  – коефіцієнт розрахункового навантаження;  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зуба;  $K_{H\alpha}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями;  $K_{HV}$  – коефіцієнт динамічності.

Враховуючи, що  $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$ , а також  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$  відповідно маємо:

$$q = \frac{FK_{Ht}}{b \cos \alpha} = \frac{2T_1 K_H}{d_1 b \cos \alpha}.$$

Радіуси кривизни першої та другої евольвенти навколо полюсної зони визначаються рівняннями:

$$\rho_1 = \frac{1}{2} d_1 \sin \alpha, \quad \rho_2 = \frac{1}{2} d_2 \sin \alpha.$$

Приведений радіус кривизни в рівнянні Герца буде мати вигляд:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right).$$

Підставивши відповідні параметри в рівняння Герца (7.1) отримаємо формулу для розрахунку величини контактних напружень у вигляді умови міцності:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (7.2)$$

знак + відповідає зовнішньому зачепленні коліс, а знак – внутрішньому.

Розв'язуючи рівняння (7.2) відносно міжосьової відстані з урахуванням, що  $T_1 = \frac{T_2}{u}$ ,  $d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}$ , а також ввівши коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса по міжосьовій

відстані  $\Psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ , коефіцієнт ширини вінця зубчатого колеса по дільному діаметру

$\Psi_{bd} = \frac{b}{d} = 0,5 \Psi_{ba} (u \pm 1)$  отримаємо рівняння для розрахунку міжосьової відстані:

$$a_w = 0,85 (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}, \quad (7.3)$$

знак + відповідає зовнішньому зачепленні коліс, а знак – внутрішньому.

Коефіцієнт  $K_{H\beta}$  залежить від  $\Psi_{bd}$ , твердості зубів і розташування зубчастих коліс відносно опор. Величину коефіцієнта  $\Psi_{ba}$  приймають:

– для прямозубих передач:  $\Psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$ ;

- для косозубих передач:  $\Psi_{ba} = 0,25 \div 0,50$ ;

- для шевронних передач:  $\Psi_{ba} = 0,50 \div 1,0$ .

Рівняння міжосьової відстані (7.3) використовують в проектних розрахунках, так як габаритні розміри передачі визначаються величиною міжосьової відстані.

## 7.7. Розрахунок зубів по напруженням згину

Зуб представляють як консольну балку змінного перерізу, навантажену окружною й радіальною силами. Окружна сила прагне зігнути зуб, викликаючи максимальні напруження згину в небезпечному кореновому перерізі, а радіальна сила стискає зуб.

Згідно розрахункової схеми (рис. 7.5) окружна сила обумовлює виникнення згинаючих напружень в кореновому перетині зуба, а радіальна сила обумовлює стискання.

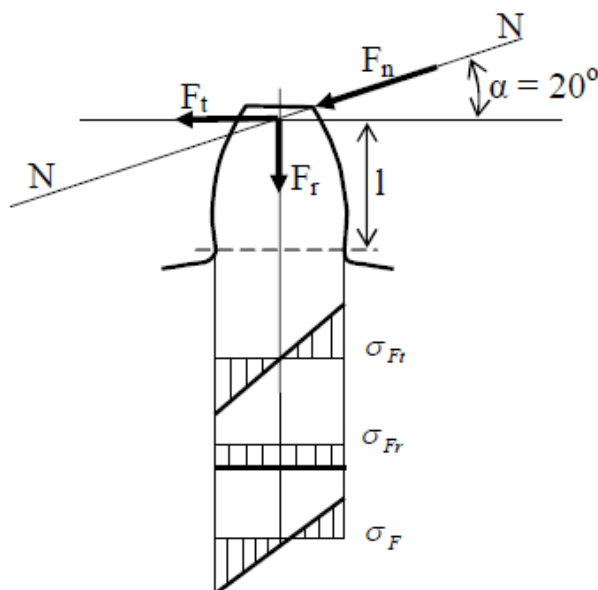


Рис. 7.5. Розрахункова схема

Таким чином величина напружень в кореновому перетині зуба визначається, як сума напружень згину та стискання:

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r}{S}, \quad (7.4)$$

де:  $W$  – момент опору коренового перетину зуба згинанню;  $S$  – площа коренового перетину зуба.

Розв'язуючи рівняння (7.4) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини згинаючих напружень у вигляді умови міцності:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F], \quad (7.5)$$

де:  $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV}$  – коефіцієнт розрахункового навантаження (складові коефіцієнтів аналогічні пункту 7.6);  $Y_F$  – коефіцієнт форми зуба.

Рівняння (7.5) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

## 7.8. Особливості розрахунку косозубих передач

### Визначення зусиль в зачепленні.

Розкладемо силу нормального тиску на три складові (рис.7.6.):

- окружну силу  $F_t$ , яка направлена по дотичній до ділильного кола зубчатого колеса;
- радіальну силу  $F_r$ , яка направлена по радіусу до центру обертання зубчатого колеса;
- осьову силу  $F_a$ , яка направлена паралельно осі обертання валу.

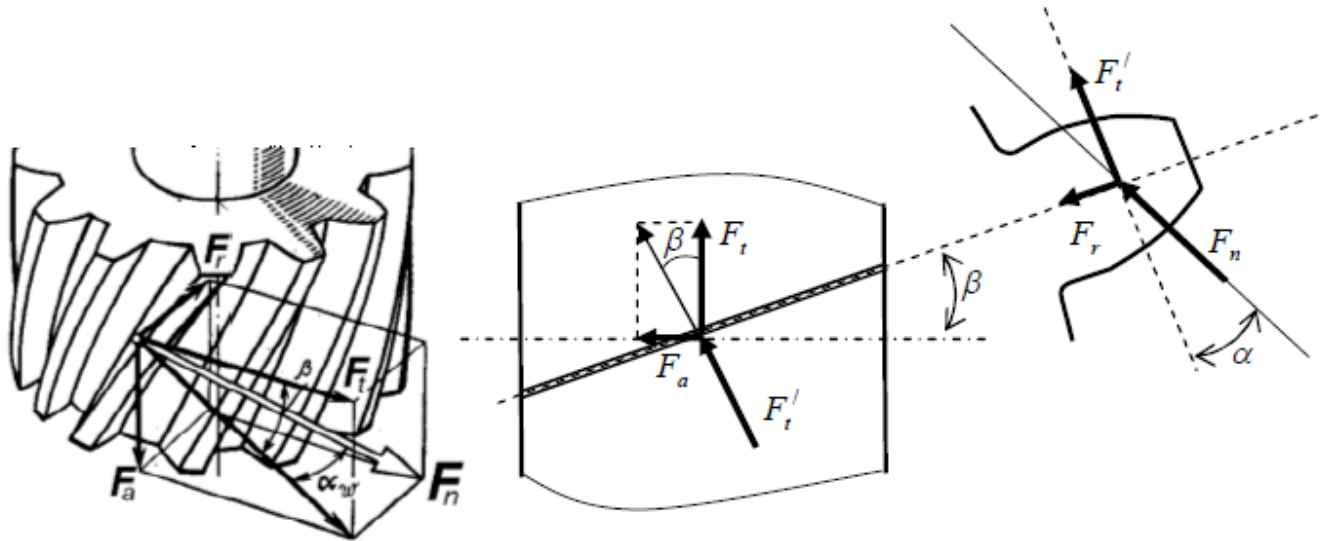


Рис. 7.6. Зусилля в зачепленні косозубого колеса

З рівняння рівноваги зубчатого колеса відносно центру його обертання знаходимо величину окружної сили:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Величину радіальної та осьової сили визначаємо з відповідних силових трикутників:

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta},$$

$$F_a = F_t \tan \beta.$$

#### Розрахунок на міцність по контактним напруженням.

Розв'язуючи рівняння (7.1) з урахуванням геометричних та силових характеристик косозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини контактних напружень у вигляді умови міцності:

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_1^2 b \sin 2\alpha} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (7.6)$$

де  $Z_{H\beta}$  – коефіцієнт підвищеної міцності косозубих передач по контактним напруженням.

Розв'язуючи рівняння (7.6) відносно міжосьової відстані з урахуванням, що  $Z_{H\beta} \approx 0,85$ ,  $T_1 = \frac{T_2}{u}$ ,  $d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}$  і  $\Psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ , а також  $\Psi_{bd} = \frac{b}{d} = 0,5 \Psi_{ba} (u \pm 1)$  отримаємо рівняння для розрахунку міжосьової відстані:

$$a_w = 0,75 (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \beta}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}, \quad (7.7)$$

Рівняння (7.7) використовують в проектувальних розрахунках.

#### Розрахунок на міцність по напруженням згину.

Розв'язуючи рівняння (7.4) з урахуванням геометричних та силових характеристик косозубої циліндричної передачі отримаємо рівняння для визначення величини напружень згину у вигляді умови міцності:

$$\sigma_F = \frac{F_t Z_{F\beta} K_F Y_{F\beta}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (7.8)$$

де:  $Z_{F\beta}$  – коефіцієнт підвищеної міцності косозубих передач по напруженням згине;  $m_n$  – модуль в нормальному перетині;  $Y_{F\beta}$  – коефіцієнт, що враховує похибку спрощеної розрахункової схеми.

Рівняння (7.8) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

## 7.9. Конічні зубчасті передачі. Основні відомості

Конічні зубчасті колеса використовуються в передачах, які передають обертаючий момент між валами з осі яких перетинаються (найчастіше під кутом 90°). В залежності від розташування зубів передачі бувають:

- **прямозубими** (рис. 7.7, а);
- **косозубими** (рис. 7.7, б);
- з круговим зубом (рис. 7.7, в).

Профіль зуба – **евольвента**.

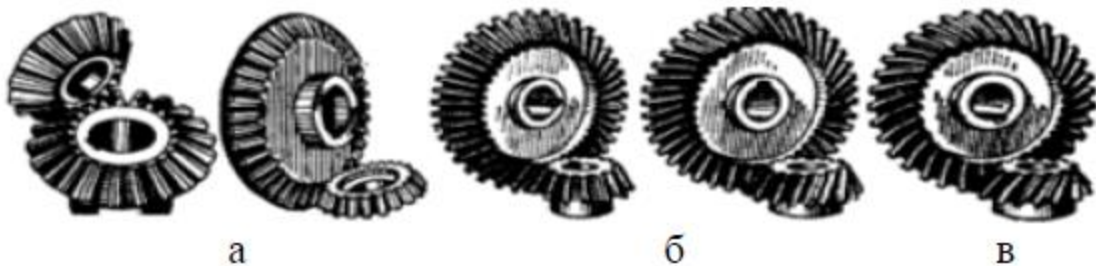


Рис. 7.7. Конічні зубчасті передачі

**Переваги конічних передач:**

- можливість передавати крутний момент під певним кутом.

**Недоліки конічних передач:**

- менша навантажувальна здатність (85 % порівняно з циліндричними);
- складність виготовлення;
- наявність значних осьових зусиль, що ускладнює конструкцію опорних вузлів.

## 7.10. Геометричні параметри конічної передачі

Площа поперечного перетину зуба змінюється в залежності від розглянутого перетину. Тому розглядають три основні торцеві перетини: зовнішній, внутрішній та середній. Розміри, що мають відношення до зовнішнього торцевого перетину позначаються індексом  $e$ , а розміри середнього перетину –  $m$ . Зовнішні розміри вказують на робочих кресленнях (їх зручно вимірювати). Внутрішні розміри використовують при силових розрахунках передачі.

До основних геометричних параметрів передачі відносять (рис. 7.8):

$\delta_1, \delta_2$  – кути ділительних конусів;

$R_e, R_m$  – зовнішня та середня конусна відстань;

$b$  – ширина вінця конічного зубчатого колеса;  
 $d_m$  – діаметр основи ділильного конуса в середньому перетині;  
 $d_e$  – діаметр основи ділильного конуса в зовнішньому перетині.

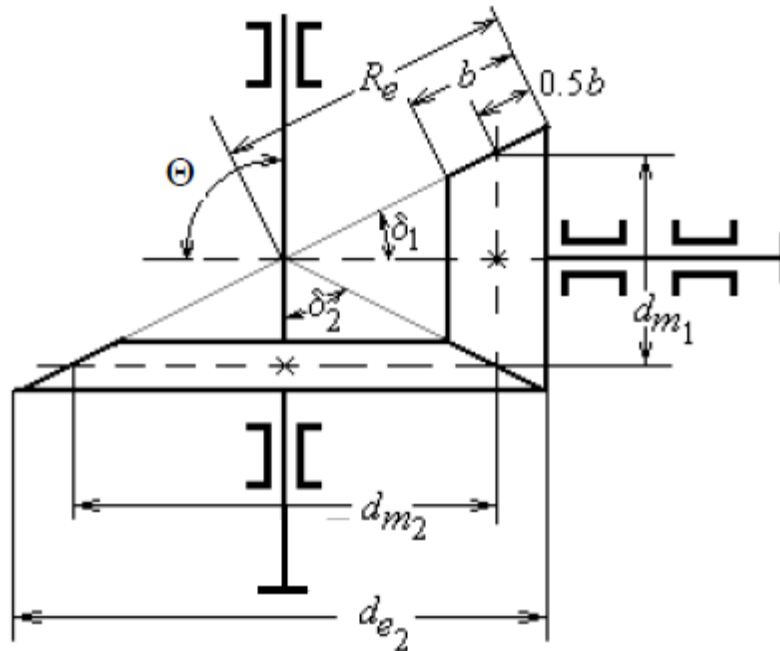


Рис. 7.8. Геометричні параметри конічних коліс

Залежність розмірів в середньому та зовнішньому торцевому перетині визначається співвідношенням:

$$R_e = R_m + 0,5b,$$

$$d_e = d_m \frac{R_e}{R_m} \quad (d_m = m_{tm}z - \text{прямозуба передача}),$$

$$m_{te} = m_{tm} \frac{R_e}{R_m}.$$

Передаточне число:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

а при умові, що  $\Theta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ :

$$u = \tan \delta_2 = \cot \delta_1.$$

Величину передаточного числа використовують для визначення кутів ділильних конусів.

### 7.11. Зусилля в зачепленні прямозубої конічної передачі

Сили в конічній передачі діють аналогічно циліндричній, але в наслідок перпендикулярності осей радіальна сила на шестерні аналогічна осьовій силі для колеса і навпаки, а окружна сила при переході від шестерні до колеса тільки міняє знак (рис. 7.9).

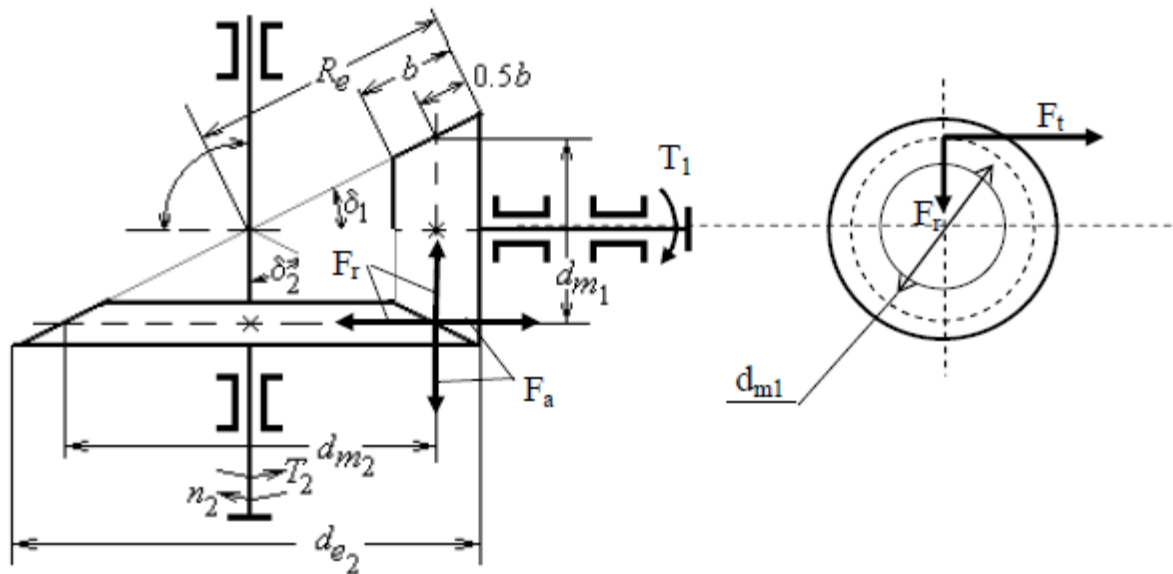


Рис. 7.9. Зусилля в зачепленні конічної передачі

Визначаємо зусилля в зачепленні на колесі:

– окружна сила:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}};$$

– радіальна сила:

$$F_r = F_t \tan \alpha \cos \delta_2;$$

– осьова сила:

$$F_a = F_t \tan \alpha \sin \delta_2.$$

## 7.12. Розрахунок на міцність прямозубої конічної передачі

При розрахунках на міцність використовують параметри еквівалентного колеса. Форма зуба в нормальному перетині є конусом утворююча якого перпендикулярна ділительному конусу еквівалентна прямозубому колесу.

Розрахунок зубів прямозубої конічної передачі по контактним напруженням базується на розв'язуванні рівняння Герца з урахуванням геометричних та силових характеристик передачі.

Підставивши відповідні параметри в рівняння Герца (7.1) отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень у вигляді умови міцності:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{\nu_H d_{m1}^2 b \sin 2\alpha} \left( \frac{\sqrt{u+1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (7.9)$$

де  $\nu_H$  – експериментальний коефіцієнт, який залежить від твердості зубів.

Розв'язуючи рівняння (7.9) відносно діаметру основи ділительного конуса в зовнішньому торцевому перетині отримаємо залежність яку використовують в проектному розрахунку:

$$d_{e2} = 1,17 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_H \beta}{[\sigma_H]^2 \nu_H (1 - K_{be}) K_{be}}}, \quad (7.10)$$

де  $K_{be}$  – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної

відстані.  $K_{be} = \frac{b}{R_e}$ , рекомендують вибирати  $K_{be} \leq 0,3$ . На практиці приймають  $K_{be} = 0,285$ .

Для розрахунку конічної передачі на міцність по напруженням згину розглядають розрахункову схему в середньому перетині, аналогічну розрахунковій схемі циліндричної прямозубої передачі.

Розв'язуючи рівняння (7.4) з урахуванням геометричних та силових характеристик прямозубої конічної передачі отримаємо рівняння для визначення величини напружень згину у вигляді умови міцності:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F Y_F}}{v_F b m_{tm}} \leq [\sigma_F], \quad (7.11)$$

Рівняння (7.11) використовують тільки в перевірочних розрахунках.

### ***Контрольні питання до теми:***

1. Як направлені кутові швидкості коліс зовнішнього зачеплення?
2. Як визначити ділительний діаметр зубчатого колеса?
3. Які діаметри характеризують зачеплення?
4. Чому дорівнює міжосьова відстань?
5. Основні особливості геометрії косозубих передач.
6. Основні види руйнування зубів?
7. Що таке контактні напруження?
8. Формула Герца.
9. Зусилля в зачепленні прямозубої передачі.
10. Визначення величини контактних напружень.
11. Розрахунок напружень згинання.
12. Зусилля в зачепленні косозубих передач.
13. В чому особливість розрахунку косозубих передач?
14. Чим обумовлена підвищена міцність косозубих коліс?
15. Основні типи конічних передач.
16. Переваги та недоліки конічних передач.
17. Які основні перетини існують в передачі?
18. Співвідношення геометричних параметрів передачі.
19. Як визначається передаточне відношення?
20. Зусилля в зачепленні.
21. Розрахунок конічних передач на міцність.

## ТЕМА 8. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

### 8.1. Основні відомості

Черв'ячна передача відноситься до передач зачепленням осі валів якої перехрещуються в просторі (рис 8.1). Вона складається з черв'яка 1 на якому нарізана гвинтова лінія та черв'ячного колеса 2 із зубами відповідної специфічної форми. Рух в черв'ячній передачі передається по принципу гвинтової пари.

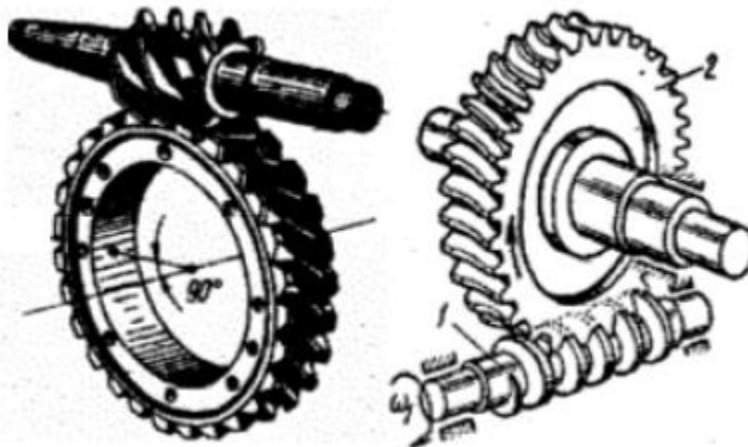


Рис. 8.1. Черв'ячна передача

#### **Переваги черв'ячних передач:**

- велике передаточне відношення (до 80);
- можливість передавати значне навантаження;
- невеликі габаритні розміри;
- плавність і безшумність ходу.
- самогальмівна передача, тобто рух передається в силових передачах тільки від черв'яка до колеса .

#### **Недоліки черв'ячних передач:**

- низький ККД (0,7 ÷ 0,85) обумовлений тертям ковзання в зоні зачеплення;
- нагрівання передачі в процесі роботи;
- складність виготовлення та необхідність застосовувати дорогі антифрикційні матеріали.

### 8.2. Геометричні параметри передачі

#### **Черв'яки.**

По формі поверхні, на якій утворюється різьба черв'яки розподіляються на: циліндричні та глобoidні. По формі профілю різьби на: прямолінійні та криволінійні в осьовому перетині.

Найбільш розповсюдженні циліндричні черв'яки. В черв'яків з прямолінійним профілем витки в торцевому перетині окреслені архімедовою спіраллю (звідки і назва архімедовий черв'як). Найбільш поширені на практиці високотверді черв'яки (HRC>45) з евольвентним профілем в торцевому перетині з шліфованими витками, що значно зменшує тертя в зоні зачеплення.

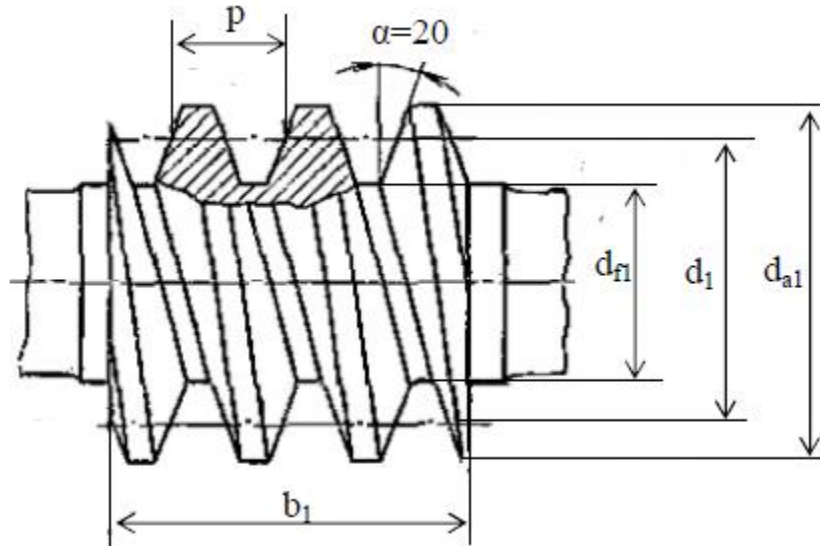


Рис. 8.2. Геометрія черв'яка

Основні геометричні характеристики черв'яка (рис 8.2):

$q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка, стандартна величина;

$m$  – модуль зачеплення, теж стандартна величина.

$z_1$  – число заходів витків черв'яка. Згідно стандарту  $z_1 = 1; 2; 4$ .

$d_1 = qm$  – ділительний діаметр черв'яка.

$d_{a1} = d_1 + 2m$  – діаметр вершин витків черв'яка.

$d_{f1} = d_1 - 2,4m$  – діаметр западин витків черв'яка.

$p = \pi m z_1$  – крок зачеплення.

$\alpha$  – профільний кут ( $\alpha = 20^\circ$ ).

$\gamma$  – кут підйому гвинтової лінії,  $\tan \gamma = \frac{z_1}{q}$ .

$b_1$  – довжина нарізної частини черв'яка.

### Черв'ячні колеса.

В основному вінець черв'ячного колеса виготовляють з антифрикційного матеріалу, бронзових сплавів, а інколи з латуні та чавуну. Найбільш оптимальна антифрикційна пара «сталь – бронза». Зубчатий вінець, як правило кріпиться на порівняно дешевій сталевій чи чавунній маточині. В деяких випадках черв'ячні колеса виготовляються повністю ливарним способом з чавуну. «Сталь – чавун» теж є антифрикційною парою.

Основні геометричні характеристики черв'ячного колеса (рис 8.3):

$z_2$  – число зубів черв'ячного колеса. По умові неперізанання зубів  $z_2 \geq 28$ .

$d_2 = z_2 m$  – ділительний діаметр колеса.

$d_{a2} = d_2 + 2m$  – діаметр вершин зубів черв'ячного колеса.

$d_{f2} = d_2 - 2,4m$  – діаметр западин витків черв'ячного колеса.

$a_w = 0,5(q + z_2)m$  – міжосьова відстань.

$2\delta$  – кут обхвату черв'яка колесом. Для силових передач  $2\delta \approx 100^\circ$ .

$b_2$  – ширина вінця колеса.

$d_{am2}$  – максимальний діаметр колеса.

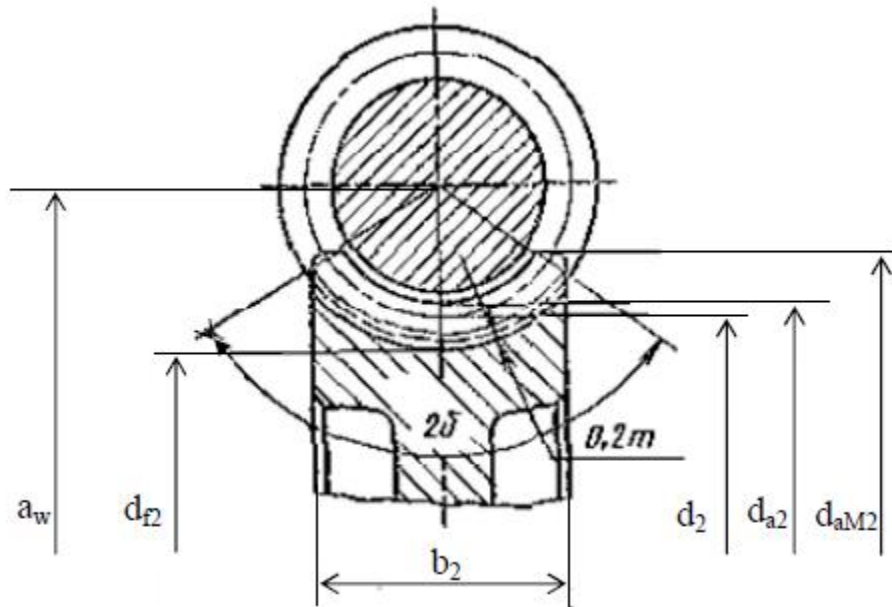


Рис. 8.3. Геометрія черв'ячного колеса

Параметри  $b_2$  і  $d_{aM2}$  визначають в залежності від  $z_1$ :

| $z_1$     | 1                  | 2                    | 4                 |
|-----------|--------------------|----------------------|-------------------|
| $d_{aM2}$ | $\leq d_{a2} + 2m$ | $\leq d_{a2} + 1,5m$ | $\leq d_{a2} + m$ |
| $b_2$     | $\leq 0,75d_{a1}$  |                      | $\leq 0,67d_{a1}$ |

### 8.3. Кінематичні параметри передачі черв'ячної передачі

У черв'ячних передачах лінійні швидкості точок дотику черв'яка і черв'ячного колеса не співпадають, як це має місце в циліндричних передачах. Тобто, в процесі передачі руху витки черв'яка ковзають по зубам черв'ячного колеса.

Швидкість ковзання (рис. 8.4) направлена по дотичній до гвинтової пари і визначається рівнянням:

$$V_c = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma}$$

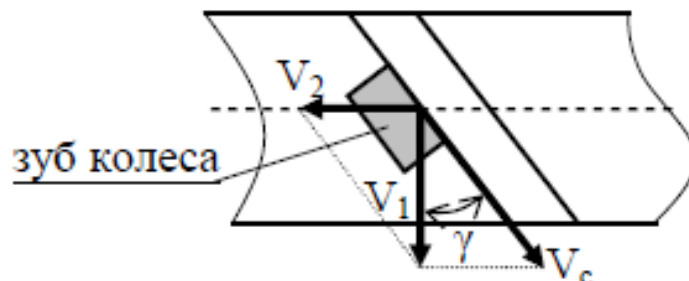


Рис. 8.4. Розподілення швидкостей в зоні зачеплення

Передаточне відношення черв'ячної передачі знаходять аналогічно циліндричній, але з урахуванням ковзання не може бути виражено відношенням ділільних діаметрів, так як лінійні швидкості не співпадають, відповідно:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Очевидно, що при  $z_1 = 1$  можна отримати велике передаточне відношення, але наявність значних сил тертя значно знижує ККД до 0,7.

При  $z_1 = 2 \div 4$ , передаточне відношення зменшується, проте зростає ККД до 0,85, що пов'язано із зменшенням тертя за рахунок зростання кута тертя.

#### 8.4. Зусилля в зачепленні

Силу нормального тиску, яка виникає в процесі передачі крутного моменту від черв'яка до черв'ячного колеса розкладаємо на три складові, окружну, радіальну і осьову (рис. 8.5).

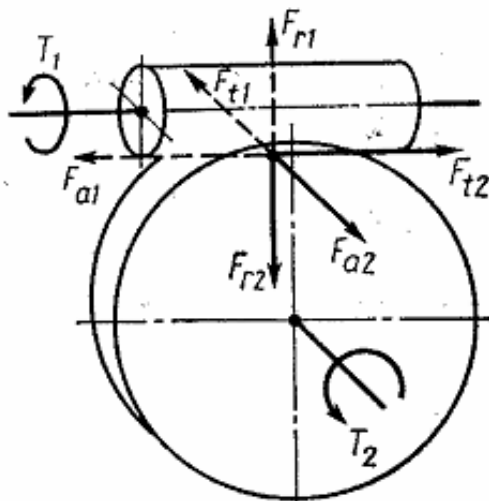


Рис. 8.4. Зусилля в зачепленні черв'ячної передачі

Враховуючи, що осі валів перехрещуються в просторі то відповідно окружна сила черв'яка дорівнює осьовій силі черв'ячного колеса, а окружна сила колеса дорівнює осьовій силі черв'яка. Із відповідних рівнянь рівноваги у вигляді суми моментів відносно осей обертання визначаємо зусилля в зачепленні:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1},$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2},$$

$$F_r = F_{t2} \cos \alpha.$$

Сила нормального тиску:

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma}.$$

#### 8.5. Розрахунок на міцність черв'ячних передач

Основні причини виходу з ладу черв'ячних передач нагадують характерні дефекти зубчатих передач, тому і розрахунки проводяться аналогічно.

Черв'ячні передачі розраховують на міцність та жорсткість. Розрахунок на міцність виконують по контактним напруженням (в основному зуби черв'ячного колеса) та напруженням згину. На жорсткість розраховують тільки черв'як. Потреба розрахунку черв'яка на жорсткість пов'язана з тим, що черв'як у більшості випадків має порівняно малий діаметр і значну відстань між опорами. Дія на черв'як сил, що

виникають у його зачепленні з колесом, може призвести до його значного поперечного прогину, який негативно впливає на зачеплення витків та роботу черв'ячної передачі.

При розрахунках на міцність використовують параметри еквівалентного колеса.

Розрахунок зубів черв'ячної передачі по контактним напруженням базується на розв'язуванні рівняння Герца з урахуванням геометричних та силових характеристик передачі.

Підставивши відповідні параметри в рівняння (7.1) отримуємо формулу для розрахунку величини контактних напружень у вигляді умови міцності:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_a \xi \cos 2\alpha}} \leq [\sigma_H], \quad (8.1)$$

де:  $\varepsilon_a$  – коефіцієнт торцевого перекриття;  $\xi$  – коефіцієнт, що враховує довжину контактної лінії.

Розв'язуючи рівняння (8.1) відносно міжосьової відстані отримаємо залежність яку використовують в проектному розрахунку:

$$a_w = 0,625 \left( \frac{q}{z_2} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 \left( \frac{q}{z_2} \right)}}. \quad (8.2)$$

У проектному розрахунку із умови стійкості активних поверхонь зубів колеса проти втомного руйнування та заїдання визначають міжосьову відстань черв'ячної передачі як основний параметр, що визначає габаритні розмір передачі. З проектувального розрахунку знаходять осьовий модуль черв'яка, а по ньому і всі геометричні параметри зачеплення.

Потім проводиться перевірочний розрахунок зубів черв'ячного колеса по контактних напруженнях (8.1) та по напруженням згину, які визначають рівнянням:

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K_F K_Y}{b_2 m \cos \gamma}. \quad (8.3)$$

## 8.6. Тепловий розрахунок передачі

Наявність тертя ковзання в зоні зачеплення обумовлює значне нагрівання черв'ячної пари. Тому виникає потреба в тепловому розрахунку передачі. Допустима температура роботи передачі не повинна перевищувати 65 °С. Значне підвищення температури обумовлює зниження в'язкості мастила і відповідно можливість виникнення сухого тертя, що призведе до заїдання і навіть зварювання черв'ячної пари.

Кількість теплоти, яка виділяється за одиницю часу оцінюється тепловою потужністю  $\hat{O}$ :

$$\hat{O} = N(1 - \eta),$$

де:  $N$  – потужність на валу черв'яка;  $\eta$  – ККД черв'ячної передачі.

Кількість теплоти, яка віддається за одиницю часу в навколишнє середовище визначається потужність тепловіддачі:

$$\hat{O}_1 = K(t_1 - t_0)A,$$

де:  $K$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $t_1$  – внутрішня температура (мастила);  $t_0$  – температура навколишнього середовища;  $A$  – площа поверхні охолодження.

Умовою природного охолодження є нерівність:

$$\hat{\sigma} \leq \hat{\sigma}_1,$$

у протилежному випадку необхідно реалізовувати штучне охолодження черв'ячного редуктора за допомогою утворення ребер жорсткості на корпусі редуктора, або використовувати сорочку охолодження.

***Контрольні питання до теми:***

1. Особливості конструкції черв'ячної передачі?
2. Переваги та недоліки черв'ячної передачі.
3. Які існують черв'яки та їх геометрія?
4. Конструкція черв'ячного колеса та геометрія.
5. Як визначається передаточне відношення?
6. Зусилля в зачепленні.
7. Розрахунок передачі на міцність.
8. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.

## ТЕМА 9. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

### 9.1. Основні відомості

Принцип дії ланцюгової передачі оснований на зачепленні ланцюга з зірочками (рис. 9.1).

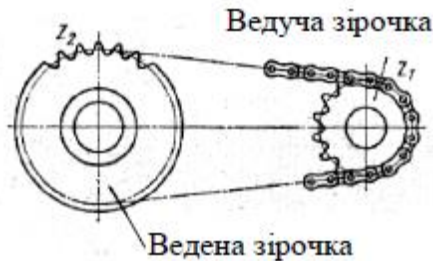


Рис. 9.1. Схема ланцюгової передачі

**Переваги ланцюгових передач** порівняно з пасовими:

- передача значних навантажень в наслідок зачеплення та значної міцності сталюого ланцюга;
- постійність передаточного відношення, так як відсутнє буксування та сковзання;
- відсутність попереднього натягу;
- робота при незначних міжосьових відстанях та при великих передаточних відношеннях;
- передача потужності від однієї ведучої зірочки до декількох ведених.

**Недоліки ланцюгових передач:**

- додаткове динамічне навантаження, так як можливі удари ланок ланцюга по зубам зірочок:
- значний шум передачі;
- зношування шарнірів ланцюга;
- необхідність організації системи змащування.

Основна причина відповідних недоліків обумовлена конструкцією ланцюга, який складається з окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

### 9.2. Основні характеристики передач

Потужність яку передає ланцюгова передача визначається рівнянням:

$$N = F_t V,$$

де  $V$  – швидкість ланцюга.

Найбільш поширені передачі з потужністю до 100 кВт.

Швидкість ланцюга визначають рівнянням:

$$V = \frac{nzp_e}{60},$$

де:  $n$  – частота обертання зірочки;  $z$  – число зубів зірочки;  $p_e$  – крок ланцюга.

Шум та динамічне навантаження приводу залежить від величини швидкості ланцюга та частоти обертання зірочки. В основному розповсюджені тихохідні та середньохідні передачі з швидкістю до 15 м/с та частотою обертання до 500 хв<sup>-1</sup>.

Передаточне відношення:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

В основному використовують передачі з передаточним відношенням до 6 (10). При збільшенні передаточного відношення значно зростають габаритні розміри передачі.

Коефіцієнт корисної дії в середньому становить 0,96...0,98. Втрати потужності в основному складаються з втрат на тертя в шарнірах ланцюгу, на зубцях зірочок та в опорах валів.

Мінімальна величина міжосьової відстані обмежується допустимим зазором між зірочками (30...50 мм):

$$a_W = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \dots 50),$$

де  $d_a$  – зовнішній діаметр зірочки.

З урахування умови довговічності рекомендують приймати:

$$a_W = (30 \dots 50)p_e,$$

найменше значення приймають для  $u = 1 \dots 2$ , найбільше для  $u = 6 \dots 7$ .

Довжину ланцюга виражають в кроках, або числом ланок:

$$L_p = \frac{2a_W}{p_e} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 + z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_e}{a_W}.$$

Довжину ланцюга округляють до цілого числа, яке бажано брати парним, щоб не використовувати спеціальні з'єднуючі ланки.

### 9.3. Приводні ланцюги

До основних типів приводних ланцюгів відносять: шарнірно-роликові; втулкові та зубчасті.

**Шарнірно-роликові ланцюги** (рис. 9.2) виготовляють однорядними та багаторядними (двох, трьох та чотирьох рядні).

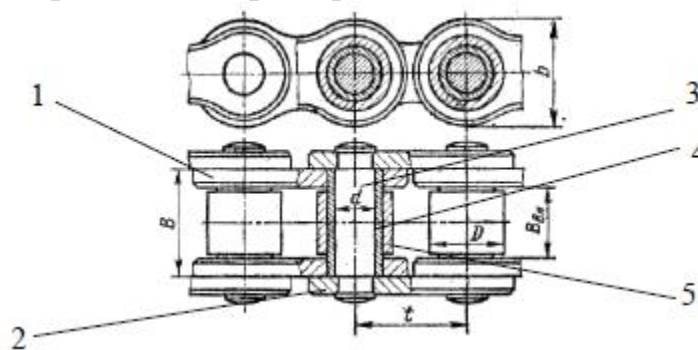


Рис. 9.2. Шарнірно-роликовий ланцюг

Валик 3 запресований в отвори зовнішньої ланки 2, а втулка 4 в отвори внутрішньої ланки 1. Втулка на валику і ролик 5 на втулці можуть вільно повертатись. Зачеплення ланцюга з зубом зірочки здійснюється через ролик.

Переваги використання ролика:

- рівномірне розподілення навантаження на втулку, а відповідно і на валик, що суттєво зменшує зношування шарнірів;
- заміна тертя сковзання на тертя кочення, що зменшує зношування зубів зірочок.

Шарнірно-роликові ланцюги використовуються при колових швидкостях до 20 м/с.

Наявність ролика збільшує вагу ланцюга, а також його вартість.

**Втулкові ланцюги** по конструкції аналогічні роликовим тільки в них відсутній ролик. Внаслідок чого збільшується зношування шарнірів та зношування зубів зірочок, але знижується вага та вартість.

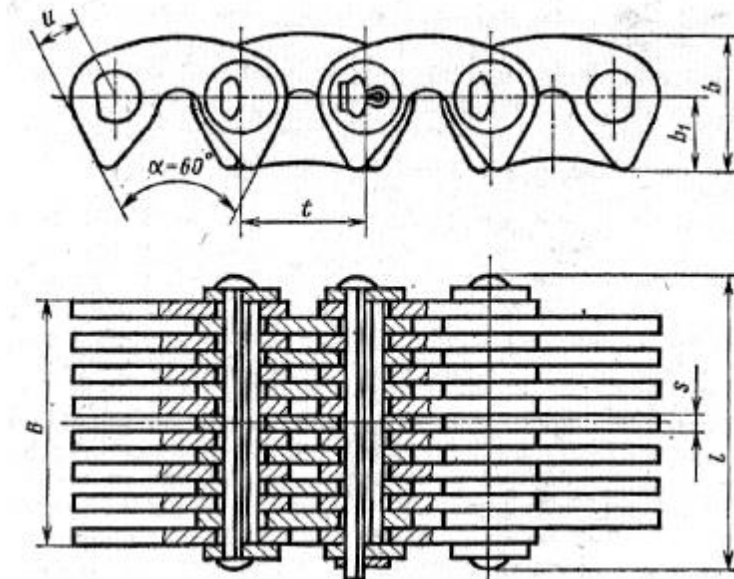


Рис. 9.3. Зубчастий ланцюг

**Зубчасті ланцюги** (рис.9.3) складаються з набору пластин з двома зубоподібними виступами. Виготовляються широкими, що дозволяє передавати значні навантаження при швидкостях до 35 м/с.

#### 9.4. Зірочки приводних ланцюгів

Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга і визначається рівнянням:

$$d = \frac{p_e}{\sin(\frac{\pi}{z})}$$

Профілі зубів зірочок для зубчатих ланцюгів виконують прямолінійними, а для роликових та втулкових – випуклими, прямолінійними чи вгнутими.

#### 9.5. Зусилля в ланцюговій передачі

Силова схема ланцюгової передачі представлена на рис. 9.4.

$F_1$  і  $F_2$  – натяг ведучої та веденої гілки ланцюга.

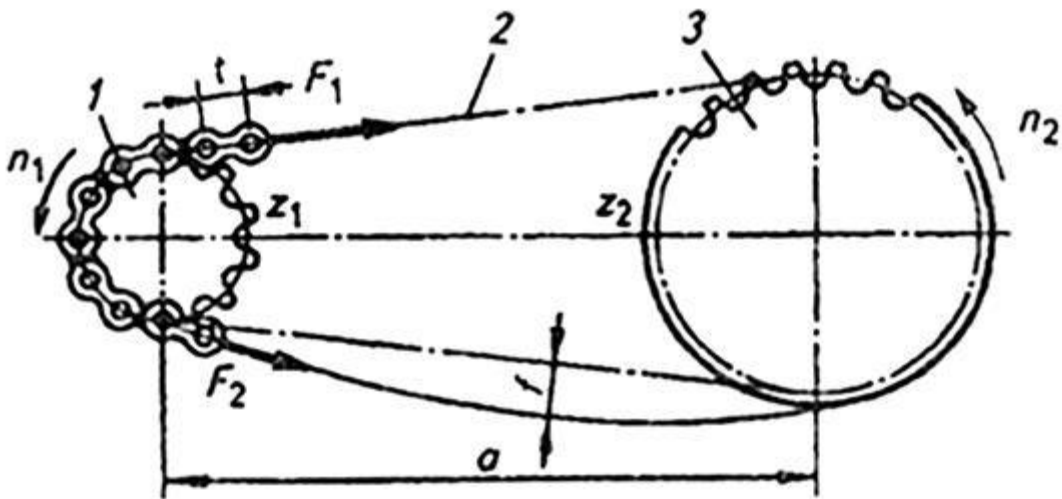


Рис. 9.4. Силова схема ланцюгової передачі

Окружна сила:

$$F_t = F_1 - F_2.$$

Натяг від відцентрових сил:

$$F_V = qV^2,$$

де  $q$  – вага одиниці довжини ланцюга (вибирається згідно каталогу).

Для ланцюгової передачі сила попереднього натягу визначається, як натяг від сили ваги вільної гілки ланцюгу:

$$F_0 = K_f a q g,$$

де:

$K_f$  – коефіцієнт провисання, залежить від розташування приводу;

$a$  – довжина вільної гілки ланцюга ( $a \approx a_w$ );

$g$  – прискорення вільного падіння.

Для передач ( $V \leq 10$  м/с) сила  $F_0$  складає декілька відсотків, а  $F_V$  складає приблизно 0,1 % від  $F_t$ , відповідно:

$$F_1 \approx F_t, F_2 \approx 0.$$

## 9.6. Критерії працездатності та розрахунок

Основна причина втрати працездатності є зношування шарнірів ланцюга. За один пробіг ланцюга в кожному шарнірі відбувається чотири повороти, що спричиняє зношування втулок і валиків. Таким чином, в якості основного розрахунку приймають розрахунок на зносостійкість шарнірів. Основним розрахунковим критерієм виступає тиск в шарнірі:

$$P = \frac{F_t}{Bd} \leq [P],$$

де:  $d$  і  $B$  – діаметр і довжина втулки;  $[P]$  – допустимий тиск в шарнірі.

Вплив різноманітних умов роботи розрахункової та типової передачі прийнято враховувати введенням коефіцієнту експлуатації  $K_E$ . Згідно цього коефіцієнту величина допустимого тиску для розрахункової передачі визначається рівнянням:

$$[P] = \frac{[P_0]}{K_E},$$

де  $[P_0]$  – допустимий тиск для типової передачі (таблична величина).

Коефіцієнт експлуатації:

$$K_E = K_a K_D K_H K_{\text{рег}} K_{\text{зм}} K_{\text{реж}},$$

де:

$K_a$  – коефіцієнт міжосьової відстані, або довжини ланки;

$K_D$  – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_H$  – коефіцієнт нахилу передачі до горизонту;

$K_{\text{рег}}$  – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюгу;

$K_{\text{зм}}$  – коефіцієнт змащування;

$K_{\text{реж}}$  – коефіцієнт режиму роботи передачі.

***Контрольні питання до теми:***

1. Конструкція ланцюгової передачі.
2. Переваги та недоліки передачі.
3. Основні характеристики.
4. Основні геометричні параметри передачі.
5. Які існують приводні ланцюги.
6. Зірочки приводних ланцюгів.
7. Зусилля в ланцюговій передачі.
8. Які основні критерії працездатності передачі.
9. Розрахунок передачі.

# ТЕМА 10. ПЕРЕДАЧА ГВИНТ-ГАЙКА. КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНКИ

## 10.1. Загальні відомості

Передачі гвинт-гайка застосовують для перетворення обертово-го руху у поступальний. Вони використовуються у різних галузях техніки – від точного приладобудування до важконавантажених приводів натискних пристроїв прокатних станів, гвинтових пресів та підйомних механізм в кранів. Такі передачі створюють значні сили, забезпечують точні переміщення робочих органів різних верстатів та приладів або виконують функції регулювальних пристроїв.

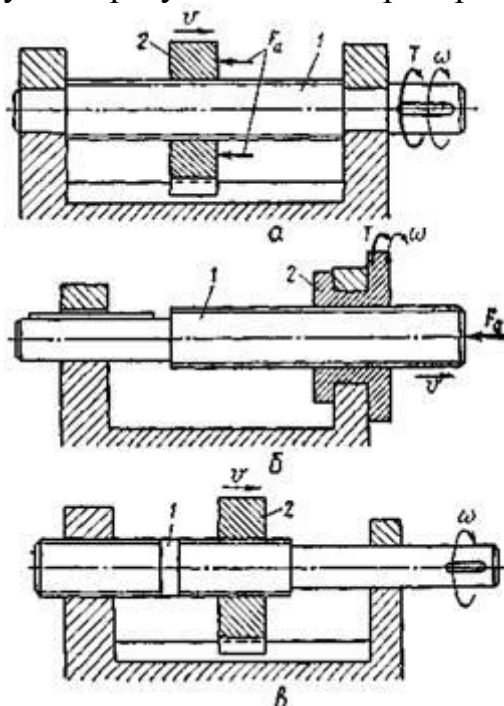


Рис. 10.1. Схема передачі гвинт-гайка

На рис. 10.1 показані схеми передач гвинт-гайка. За схемою передачі на рис. 10.1, а обертовий рух гвинта 1 перетворюється в поступальний рух гайки 2, а за схемою на рис. 10.1, б, навпаки, обертовий рух гайки 2 перетворюється у поступальний рух гвинта 1. На схемі рис. 10.1, в показана передача для здійснення надзвичайно повільного поступального руху гайки 2 при обертанні гвинта 1. Тут гвинт має дві різьбові ділянки з малою різницею кроків різьби.

Передачі гвинт-гайка передають значні зусилля при повільному переміщенні, мають високу несучу здатність при малих габаритних розмірах, високу точність переміщень, простоту конструкції та виготовлення. До недоліків таких передач належать наявність великих втрат на тертя у гвинтовій парі, що спричиняє значне спрацювання та низький ККД передачі.

Передачі гвинт-гайка за призначенням поділяють на силові і кінематичні, а за видом тертя – на передачі з тертям ковзання і передачі з тертям кочення. Останні мають високий ККД, але складні за конструкцією і досить дорогі у виготовленні.

## 10.2. Конструкції деталей передач гвинт-гайка

**Гвинти та різьби.** Гвинт у передачі гвинт-гайка являє собою циліндричну деталь значної довжини у порівнянні з діаметром, на певній ділянці якої нарізана різьба. Основні типи різьб, що застосовуються в передачах:

– трикутна різь за ГОСТ 9150–81 (рис. 10.2, а) використовують у кінематичних передачах приладів через низький ККД (на ККД впливає кут профілю різьби  $\alpha$ , який у трикутній різьбі дорівнює  $60^\circ$ );

– для силових передач застосовують трапецеїдальні різьби за ГОСТ 9484–81 (рис. 10.2, б), упорні різьби за ГОСТ 10177–82 (рис. 10.2, в) і прямокутні різьби (рис. 10.2, г).

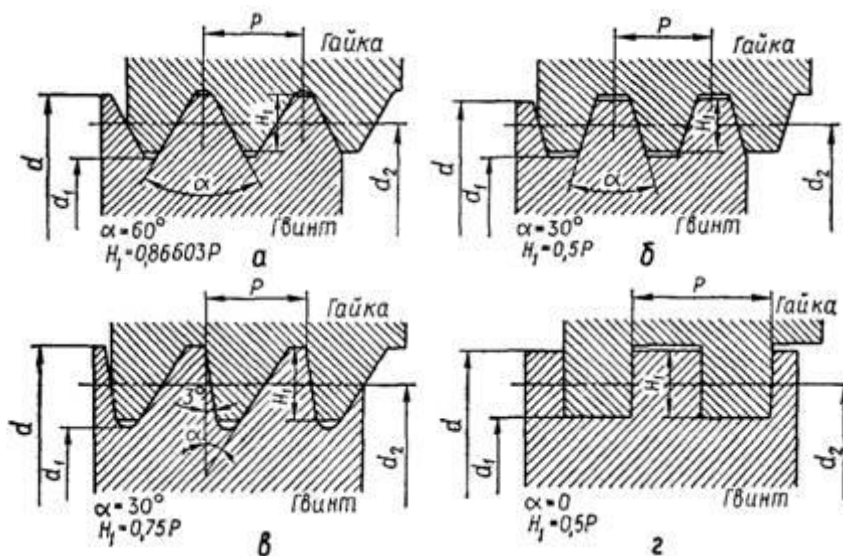


Рис. 10.2. Типи різьб

Більш розповсюджена трапецеїдальна різьба, оскільки вона технологічна і має достатньо високу міцність. Упорна різьба може бути використана тільки для передачі з однією бічною навантаженням, наприклад у підйомних пристроях. Прямокутна різьба не стандартизована через нетехнологічність її виготовлення, однак, зважаючи на підвищений ККД (кут профілю  $\alpha = 0^\circ$ ), таку різьбу інколи використовують у передачах гвинт-гайка.

Основні параметри різьб:

- зовнішній діаметр різьби  $d$ ;
- внутрішній діаметр  $d_1$ ;
- середній діаметр  $d_2$ ;
- крок різьби  $P$ ;
- робоча висота профілю різьби  $H_1$ ;
- кут профілю  $\alpha$ .

Ці параметри різьб задаються у відповідних стандартах.

У розрахунках передач гвинт-гайка використовується і такий параметр, як кут  $\psi$  підйому витків різьби по її середньому діаметру, який визначається за формулою:

$$\tan \psi = \frac{P z}{\pi d_2},$$

де  $z$  – число заходів різьби.

Матеріал гвинтів повинен мати високу стійкість проти спрацювання. Гвинти, для яких не передбачене гартування, виготовляють із сталей 45, 50 або А45, А50 (із

вмістом 0,15–0,50 % свинцю); гвинти, для яких передбачається гартування, можна виготовляти із сталей 65Г, 45Х тощо. Високу стійкість проти спрацювання забезпечує азотування, яке можна використовувати для сталей 18ХГТ, 40ХФА.

**Гайки** у більшості випадків мають форму втулки або корпусу з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщенню або провертанню.

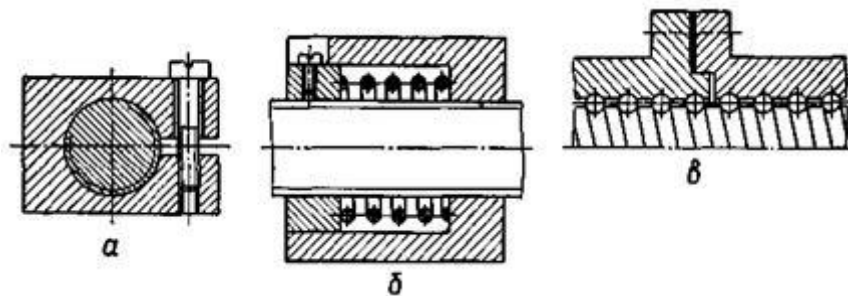


Рис. 10.3. Деякі конструкції гайок

У передачах, до яких ставляться вимоги компенсації спрацювання і зменшення зазорів, застосовують гайки регульованої конструкції, наприклад розрізні (рис. 10.3, а) або складні підпружинені (рис. 10.3, б).

Щоб зменшити втрати на тертя при швидкостях ковзання  $V_s > 6$  м/с, гайки слід виготовляти з олов'яних бронз БрОІОФІ, БрОбЦбСЗ тощо, а при малих швидкостях та незначних навантаженнях – із антифрикційного чавуну марок АЧВ–1, АЧС–3 або сірого чавуну СЧ 15, СЧ 20.

У відповідальних приводах високої точності для підвищення ККД застосовують передачі гвинт-гайка кочення (рис. 10.3, в), де контакт гвинта і гайки здійснюється через тіла кочення – кульки або ролики. В таких передачах при обертанні гвинта кульки перекочуються по гвинтових ривцях на гвинті та у гайці і циркулюють по спеціальному обвідному каналу у гайці (на рис. 10.3, в не показаному), повертаючись у робочу зону. Відомі також інші різновидності і конструкції гайок для передач гвинт-гайка.

### 10.3. Розрахунок передач гвинт-гайка

**Кінематичний розрахунок.** У передачах (див. рис. 10.1, а, б) обертання гвинта (гайки) з кутовою швидкістю  $\omega$  забезпечує поступальний рух гайки (гвинта) зі швидкістю  $V$ . Взаємозв'язок між цими кінематичними параметрами можна встановити на основі рівності відношень кута повороту гвинта  $\varphi$  до осьового переміщення гайки  $x$  за один повний оберт:

$$\frac{\varphi}{x} = \frac{2\pi}{P_z} \text{ або } x = \frac{\varphi P_z}{2\pi}, \quad (10.1)$$

де  $P_z = P z$  – хід гвинтової лінії різьби;  $z$  – число заходів різьби.

Продиференціювавши ліву та праву частини рівності (10.1) по часу, дістанемо:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} P \cdot z \cdot 2\pi \text{ або } v = \frac{\omega P z}{2\pi} = 0,5\omega d_2 \tan \psi. \quad (10.2)$$

Для передачі за схемою на рис. 10.1, в швидкість переміщення гайки визначають за формулою:

$$v = \frac{\omega(P_1 z_1 - P_2 z_2)}{2\pi}, \quad (10.3)$$

де  $P_1 z_1$  і  $P_2 z_2$  – кроки і числа заходів різьб на двох ділянках гвинта.

Якщо добутки  $P_1 z_1$  і  $P_2 z_2$  близькі за значенням, то можна дістати надзвичайно малі швидкості переміщення гайки.

#### 10.4. Співвідношення між параметрами навантаження передачі та ККД

Для створення осьової сили  $F_a$  на гайці (або на гвинті) у передачах за схемами на рис. 10.1, а, б до гвинта (або гайки) треба прикласти обертовий момент  $T$ , який дорівнює сумі моменту сил тертя у різьбі  $T_s$  і моменту сил тертя в опорах гвинта (або гайки)  $T_{s0}$ :

$$T = T_s + T_{s0}. \quad (10.4)$$

Момент сил тертя  $T_{s0}$  залежить від конструкції опор гвинта (або гайки).

Щоб знайти момент сил тертя у різьбі  $T_s$ , потрібно розглянути схему сил, що діють на виток гвинта (рис. 10.4, а). Нормальна до робочої поверхні витка сила  $F_n$  створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя  $F_s = F_n f$ . Складова  $F_n \cos \delta$  нормальної сили та сила тертя  $F_s$  у сумі дають силу  $F$ , що лежить у дотичній площині до середнього циліндра гвинта.

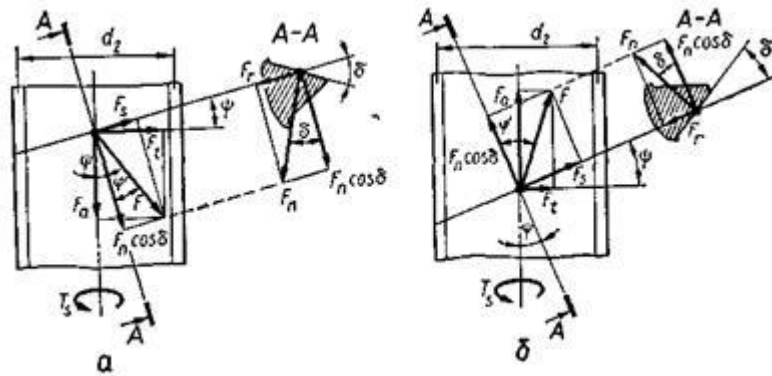


Рис. 10.4. Визначення моменту сил тертя у передачі гвинт-гайка

Розкладемо силу  $F$  на дві взаємно перпендикулярні складові — колову  $F_t$  на гвинті та осьову  $F_a$  сили:

$$F_t = F_a \tan(\psi + \varphi') = \frac{2T_s}{d_2}.$$

Із записаного співвідношення визначимо момент сил тертя у різьбі:

$$T_s = 0,5 F_a d_2 \tan(\psi + \varphi'), \quad (10.5)$$

де  $\psi$  — кут підйому витка різьби по його середньому діаметру;  $\varphi'$  — зведений кут тертя у різьбі, який визначається за співвідношенням:

$$\tan \varphi' = \frac{F_s}{F_n \cos \delta} = \frac{f}{\cos \delta}. \quad (10.6)$$

Кут  $\delta$  при малих кутах підйому витків:

- для трикутних та трапецеїдальних різьб  $\delta \approx 0,5\alpha$ ;
- для упорних різьб  $\delta \approx 30$ ;
- для прямокутних різьб  $\delta = 0$ .

Формула (10.5) справедлива для випадку, коли осьова сила  $F_a$  на гвинті протилежна напрямку швидкості  $v$  його поступального руху. Якщо напрями  $F_a$  та  $v$  збігаються (див рис. 10.4, б), то вираз для визначення  $T_s$  має такий вигляд (для випадку  $\varphi' > \psi$ ):

$$T'_s = 0,5 F_a d_2 \tan(\varphi' - \psi). \quad (10.7)$$

Із формули (10.7) видно, що при великих кутах підйому витків різьби ( $\psi > \varphi'$ )  $T_s'$  від'ємний, тобто передача гвинт-гайка стає несамогальмівною. У такому разі при дії осьового навантаження на гайку буде забезпечуватись обертання гвинта.

ККД передачі гвинт-гайка можна отримати із співвідношення:

$$\eta = \frac{F_a v}{T_s \omega} = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \varphi')}. \quad (10.8)$$

Формулу (10.8) використовують для визначення ККД передачі при дії осьового навантаження  $F_a$  протилежно швидкості  $v$  поступального руху.

Для різних параметрів та матеріалів гвинта і гайки ККД передачі може коливатись у межах 0,6–0,8. При використанні самогальмівної передачі гвинт-гайка ( $\psi < \varphi'$ ) ККД буде менший від 0,5.

## 10.5. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання

Передачі гвинт-гайка у більшості випадків виходять із ладу через спрацювання різьби. Стійкість проти спрацювання гвинтової пари забезпечується обмеженням тиску у контакті витків різьби за умовою:

$$p \leq [p]. \quad (10.9)$$

Розрахунковий тиск у припрацьованій гвинтовій парі (навантаження розподілене по витках приблизно рівномірно) визначають за формулою:

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_B}, \quad (10.10)$$

де:

$H_1$  – робоча висота профілю різьби (див. рис. 10.2);

$z_B = \frac{H}{P}$  – число витків різьби у гайці висотою  $H$ .

Допустимий тиск  $[p]$  назначають, виходячи з умов роботи та матеріалів гвинта і гайки. Для пари загартована сталь-бронза обирають  $[p] = (..15)$  МПа, а при малих швидкостях ковзання у різних натискних пристроях  $[p] = (15..18)$  МПа. Для матеріалів незагартована сталь-бронза або чавун  $[p] = 8$  МПа і  $[p] = 5$  МПа відповідно. У передачах гвинт-гайка, які забезпечують точні переміщення –  $[p] = (4..5)$  МПа.

Робоча висота профілю різьби, що віднесена до кроку ( $\lambda = \frac{H_1}{P}$ ), є постійною для певного типу різьби (див. рис. 10.2). Висота гайки  $H$  обмежується з метою зменшення нерівномірності розподілу навантаження по витках. Тому відношенням  $\varepsilon = \frac{H}{d_2} = 1,2..2,0$  здебільшого задаються. Отже, беручи до уваги  $\lambda$ ,  $\varepsilon$  і враховуючи вираз (10.10), умову обмеження тиску напишемо у вигляді:

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2^2 \varepsilon \lambda} \leq [p].$$

Із записаного співвідношення можна дістати формулу для проектного розрахунку передачі гвинт-гайка, в якому визначають середній діаметр різьби:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \varepsilon \lambda [p]}}. \quad (10.11)$$

Визначений діаметр різьби  $d_2$  треба узгодити з параметрами стандартної різьби. При цьому висота гайки  $H = \varepsilon \cdot d_2$ .

## 10.6. Розрахунок гайки та гвинта на міцність

Міцність витків гайки перевіряють за напруженнями зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{A_{зр}} = \frac{F_a}{\pi d k H} \leq [\tau]_{зр}. \quad (10.12)$$

Тут  $d$  – зовнішній (номінальний) діаметр різьби;  $k$  – коефіцієнт повноти різьби ( $k = 0,87$  – для трикутної різьби;  $k = 0,65$  – для трапецеїдальної;  $k = 0,5$  – для прямокутної);  $H$  – висота гайки.

Допустиме напруження  $[\tau]_{зр} = (25\dots30)$  МПа – для гайки із бронзи і  $[\tau]_{зр} = (45\dots50)$  МПа – для чавунних гайок.

Руйнування гвинтів зустрічається рідко і тому розрахунки гвинтів на міцність виконують тільки при дії на них значних осьових навантажень. Гвинти у більшості випадків підлягають деформаціям розтягу або стиску від дії осьової сили  $F_a$  та деформаціям кручення за рахунок дії моменту  $T$  від сил тертя в різьбі та в опорах (див. формулу (10.4)). Тому міцність гвинтів перевіряють за умовою:

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}. \quad (10.13)$$

Тут  $\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_0^2}$  – нормальне напруження розтягу (стиску), а  $\tau = \frac{16T}{\pi d_0^3}$  – дотичне напруження кручення. Діаметр  $d_0$  гвинта у небезпечному перерізі здебільшого беруть рівним внутрішньому діаметру  $d_1$  різьби гвинта. Допустиме напруження для сталевих гвинтів  $[\sigma] = (0,2\dots0,3)\sigma_T$ . Гранична довжина гвинтів, навантажених стискаючою силою  $F_a$ , визначається за умовою стійкості (стійкості стержня за Ейлером).

### *Контрольні питання до теми:*

1. Застосування передач гвинт-гайка.
2. Класифікація передач гвинт-гайка.
3. ККД передач гвинт-гайка.
4. Принципи розрахунку передач гвинт-гайка.

# ТЕМА 11. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

## 11.1. Принцип дії і класифікація

Пасова передача (рис. 11.1) складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківви.

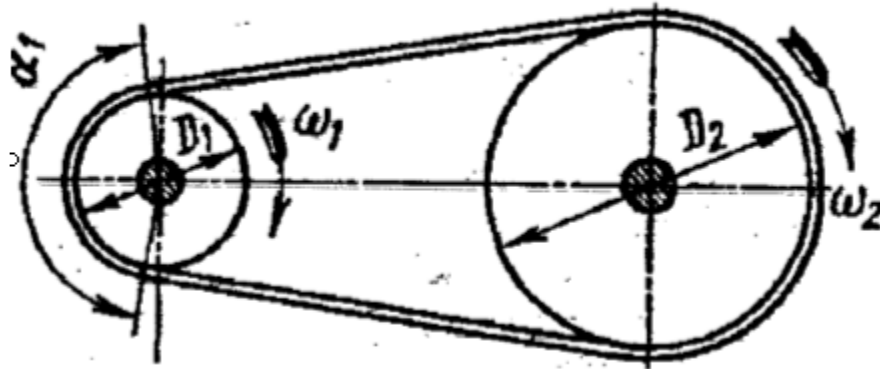


Рис. 11.1. Конструкція пасової передачі

Навантаження передається силами тертя, що виникає між шківами та пасом в результаті натягу останнього.

Пасові передачі застосовуються для приводу агрегатів від електродвигунів малої і середньої потужності, а також для приводу від малопотужних двигунів внутрішнього згорання.

У залежності від форми поперечного перерізу паса розрізняють передачі:

- плоскопасову;
- клинопасову;
- круглопасову.

### **Переваги пасових передач:**

- можливість передачі руху на значні відстані (до 15 м і більше);
- плавність і безшумність роботи;
- захист механізмів від коливань навантаження внаслідок пружності ременя;
- захист механізмів від перевантаження за рахунок можливого пропробуксовування паса;
- простота конструкції й експлуатації (передача не вимагає змащення).

### **Недоліки пасових передач:**

- підвищені габарити (при рівних умовах діаметри шківів у 5 разів більше діаметрів зубчастих коліс);
- мінливість передатного відношення через прослизання паса;
- підвищене навантаження на вали та їхні опори, пов'язане з великим попереднім натягом паса (у 2-3 рази більше ніж у зубчастих передачах);
- низька довговічність пасів (1000-5000 год.).

Пасові передачі застосовують переважно в тих випадках, коли за умовами конструкції вали розташовані на значних відстанях. Передача передає потужність до 50 кВт. У комбінації з зубчастою передачею пасову передачу встановлюють на швидкохідну ступінь, як менш навантажену.

У сучасному машинобудуванні найбільше застосування мають клинові паси. Використання плоских пасів старої конструкції скоротилося. Плоскі паси нової конструкції (клепкові з пластмас) використовують у високошвидкісних передачах. Круглі паси застосовуються тільки для малих потужностей: у приладах, побутових машинах тощо.

## 11.2. Геометричні та кінематичні параметри передач

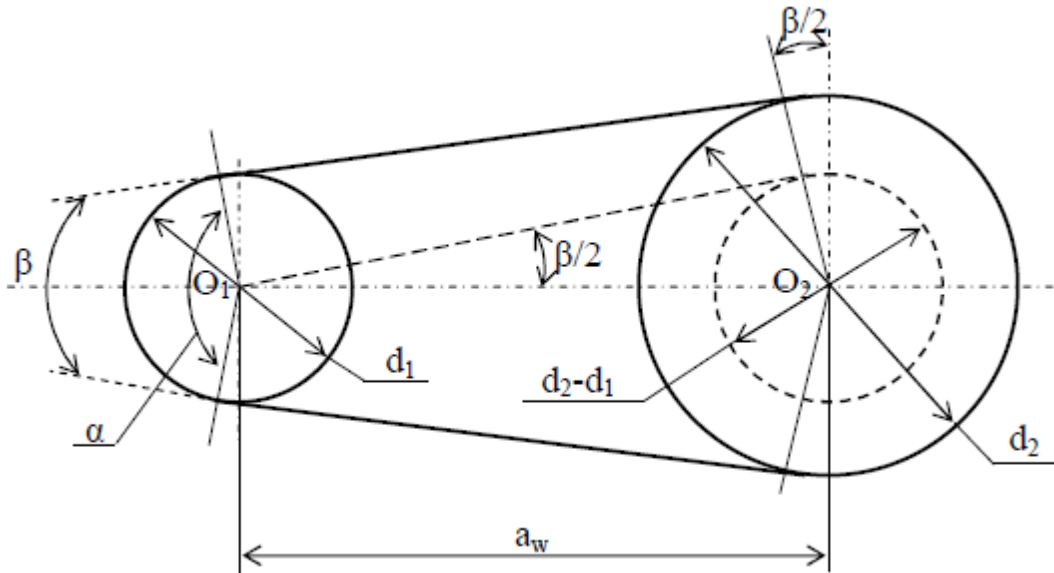


Рис. 11.2. Геометрія пасових передач

Основною геометричною характеристикою пасових передач є кут обхвату пасом ведучого шківів  $\alpha$ , який характеризує тягову здатність передачі. Для силових передач  $\alpha > 120^\circ$ .

$d_1, d_2$  – робочі діаметри шківів.

$a_w$  – міжосьова відстань.

$\beta$  – кут між гілками пасу.

Величина кута  $\alpha$  визначається  $\alpha = 180^\circ - \beta$ . Так як  $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{a_w}$ , а також враховуючи, що кут  $\beta \leq 15^\circ$ , то маємо  $\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a_w}$ , рад.  $\beta \approx 57 \frac{d_2 - d_1}{a_w}$ , град. Відповідно кут обхвату малого шківів  $\alpha = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_w}$ .

Довжину пасу визначають, як суму прямолінійних ділянок і дуг обхвату:

$$l \approx 2a_w + 0,5\pi(d_2 + d_1) \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_w}.$$

Окружні швидкості на шківів:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}.$$

З урахуванням пружного ковзання пасу по шківів лінійні швидкості не співпадають  $V_1 > V_2$ , тому  $V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$ , де  $\varepsilon$  – коефіцієнт ковзання. При нормальному навантаженні  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ .

Величину передаточного числа передачі визначають рівнянням:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

### 11.3. Сили та силові залежності

Розглянемо модель пасової передачі в робочому та не робочому режимі (рис. 11.3).

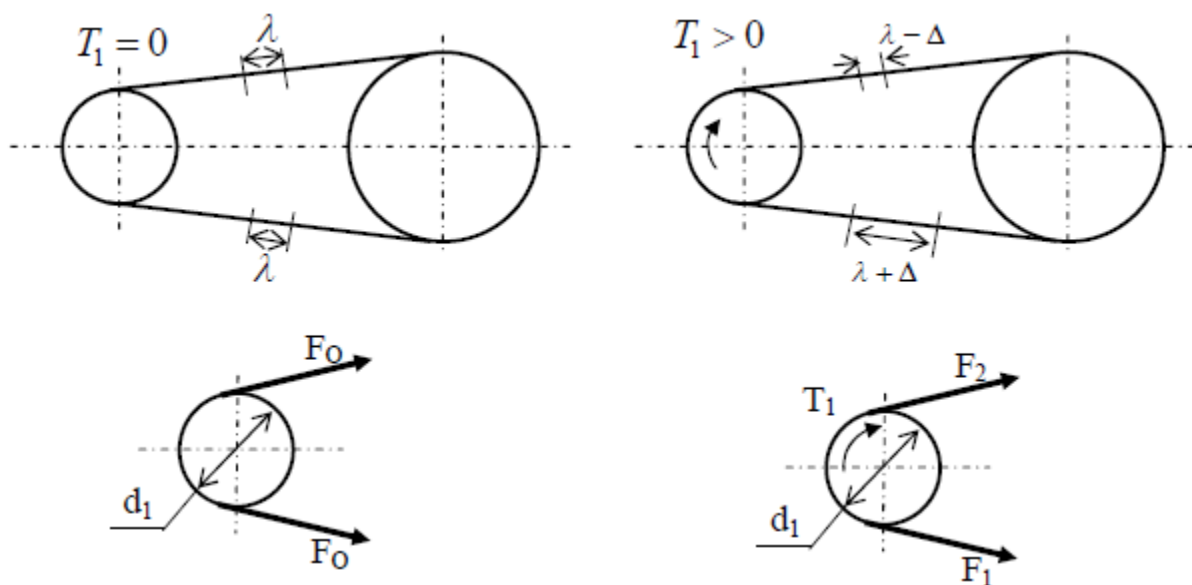


Рис. 11.3. Зусилля в пасі

В не робочому режимі на гілки пасу діє тільки сила натягу  $F_0$ , відповідно обидві гілки мають деформацію  $\lambda$ . В робочому режимі на ведучу гілку пасу буде діяти сила  $F_1$ , а на ведену гілку  $F_2$ . Відповідно деформація веденої гілки  $\lambda + \Delta$ , а ведучої  $\lambda - \Delta$ .

Окружна сила на шківі  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ . З умови рівноваги шківів відповідно маємо  $F_t = F_1 - F_2$ , а враховуючи, що довжина пасу величина постійна то  $2F_0 = F_1 + F_2$ . Таким чином отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \end{cases}$$

Тягову здатність передачі встановлюють рівнянням Ейлера:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}$$

Мінімальний попередній натяг пасу при якому можлива передача заданого навантаження оцінюється нерівністю:

$$F_0 < \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

При русі пасу по колу з відповідною швидкістю в межах кута обхвату діє відцентрова сила:

$$F_V = \rho S V^2,$$

де:  $\rho$  – густина матеріалу пасу;  $S$  – площа поперечного перетину пасу.

Вплив відцентрових сил на працездатність передач впливає тільки при значних швидкостях  $V > 20$  м/с.

### 11.4. Основи розрахунку пасових передач

Теоретичні основи розрахунку є загальними для всіх типів пасів.

Основними критеріями працездатності пасових передач є:

- тягова здатність (визначається силою тертя між пасом та шківом);
- довговічність пасу (руйнування пасу від втомливості).

Основним розрахунком пасових передач є розрахунок по тяговій здатності.

Під дією зовнішніх сил найбільші внутрішні напруження виникають в ведучій гілці пасу:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{зг} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_V + \sigma_{зг},$$

де:

$$- \sigma_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{F_0}{S} + 0,5 \frac{F_t}{S} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t;$$

$$- \sigma_V = \frac{F_V}{S} = \rho V^2;$$

– напруження згину  $\sigma_{зг} = E \frac{\delta}{d}$  ( $E$  – модуль пружності,  $\delta$  – товщина пасу).

Збільшення величини напружень від згину не обумовлює підвищення тягової здатності передачі. Більш того, напруження згину, як періодично змінна величина, є головною причиною втомного руйнування пасу.

### 11.5. Плоскопасові та клиноремінні передачі.

В залежності від конструкції плоскопасові передачі розподіляються на (рис. 11.4.):

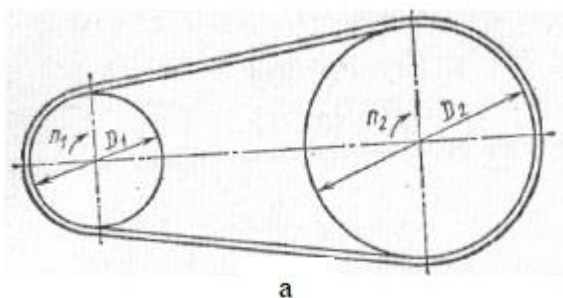
а) **відкриту**. Відкрита передача (найбільш широко поширена) забезпечує передачу руху між паралельними валами з однаковим направленням кутових швидкостей;

б) **перехресну**. Перехресна передача забезпечує передачу руху між паралельними валами з протилежним направленням кутових швидкостей. Недоліком передачі є наявність тертя між гілками пасів, що обумовлює їх швидке зношування;

в) **напів перехресну**. Напів перехресна передача забезпечує передачу руху між валами, які перехреснюються в просторі;

г) **передачу з натяжним роликом**. Передача з натяжним роликом забезпечує передачу руху між паралельними валами з однаковим направленням кутових швидкостей і характеризується збільшеним кутом обхвату малого шківів (внаслідок використання ролика). Недоліком передачі є додатковий згин пасу на ролику, що знижує довговічність його роботи;

д) **регульовану передачу**. Регульована передача забезпечує зміну передаточного відношення внаслідок зміни діаметрів шківів.



а

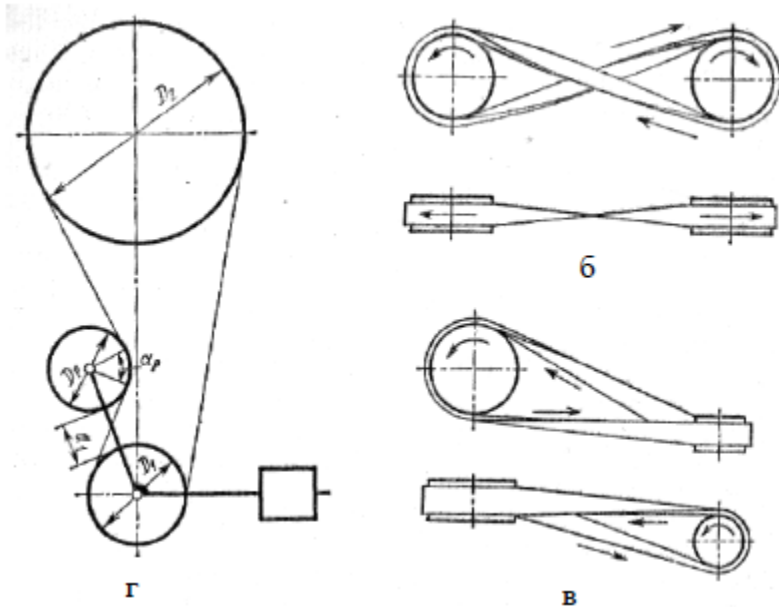


Рис. 11.3. Зусилля в пасі

До основних типів плоских пасів відносять:

- **шкіряні** (висока тягова здатність, довговічність, надійність, але мають високу ціну);
- **прогумовані тканині паси**;
- **бавовняні паси**;
- **полімерні**.

У сирих приміщеннях і агресивних середовищах застосовують ремені з гумовими прокладками.

Клиноремінні передачі найбільш широко використовуються в техніці. Це обумовлено тим, що тягова здатність в них підвищується в наслідок особливої конструкції шківа та пасу. В процесі роботи клиновидний пас заклинюється в канавці шківа і робочими являються бокові поверхні пасу, що значно збільшує силу тертя, приблизно в три рази.

Всі розміри клиноремінних передач стандартизовано. Клиновидний пас виготовляється замкненим, відпадає необхідність в з'єднанні гілок пасу, як це роблять в плоско пасових передачах.

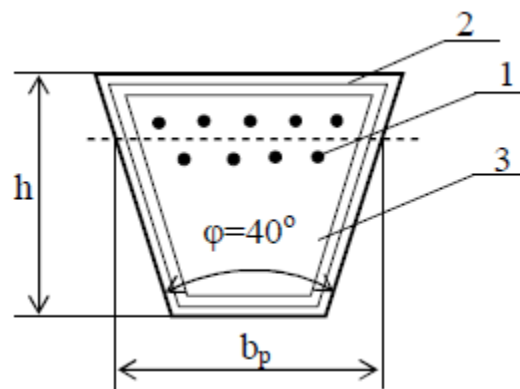


Рис. 11.4. Конструкція клиновидного пасу

Клиновидний пас складається (рис. 11.4): 1 – корд, основний несучий елемент пасу (металева проволока); 2 – тканина обмотка, що оберігає пас від зношування; 3 – наповнювач, гума, каучук.

До основних геометричних параметрів відносять:  $\varphi$  – кут заклинювання;  $b_p$  – робоча ширина пасу, визначається по нейтральній лінії;  $h$  – висота пасу.

Види клиновидних пасів.

1. Нормального перетину. Загальне використання  $V$  до 30 м/с.
2. Вузькі. Використовуються при  $V$  до 40 м/с.
3. Широкі. Для безступінчастих передач, варіаторів.

***Контрольні питання до теми:***

1. Конструкція пасової передачі?
2. Переваги та недоліки передачі.
3. Види пасів?
4. Основні геометричні параметри передачі?
5. Зусилля в пасі.
6. Як визначається передаточне відношення?
7. Які основні критерії працездатності передачі?
8. Розрахунок передачі?
9. Типи плоско пасових передач.
10. Конструкція клиновидного пасу.

## ТЕМА 12. ОСІ ТА ВАЛИ.

### 12.1. Загальні відомості

Обертові деталі механічних передач розміщують на валах та осях, які забезпечують постійне положення осі обертання цих деталей. Вали та осі призначені для підтримування закріплених на них деталей і забезпечення їх постійного положення відносно інших частин машини (рис. 12.1).

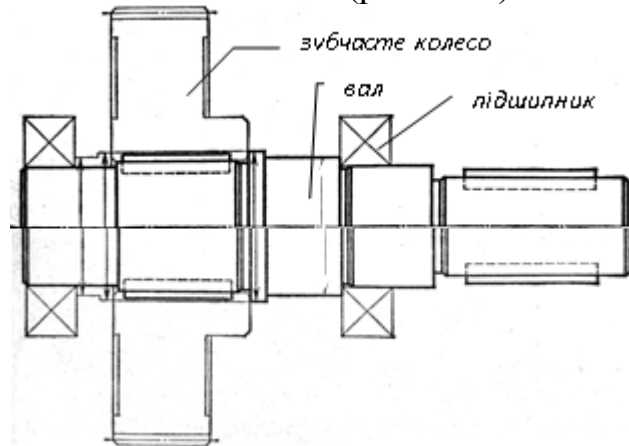


Рис.12.1. Вал

**Осі** не передають крутного моменту і працюють тільки на згин. Вісь може бути рухомою і нерухомою. **Вали** передають обертовий момент і тому працюють на згин та кручення.

У залежності від форми повздожньої осі вали поділяють на **прямі** (рис. 12.2, а), **колінчаті** (рис. 12.2, б), **гнучкі** (рис. 12.2, г).

Колінчасті і гнучкі вали належать до спеціальних деталей.

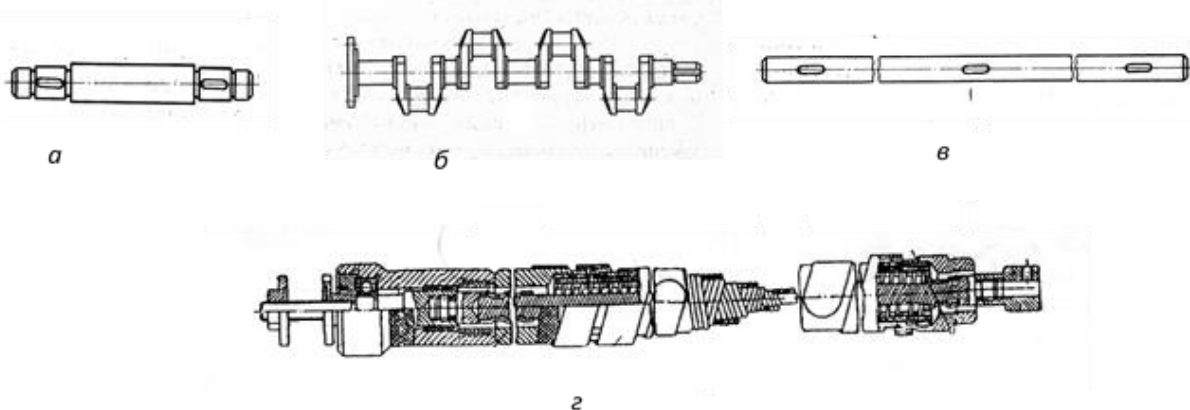


Рис.12.2. Типи валів

За конструкцією розрізняють вали й осі: **гладкі** (рис. 12.2, в) та **ступінчасті** (рис. 12.2, а) (фасонні). Ступінчасті вали роблять для фіксації деталей в осьовому напрямку, а також для монтажу деталей при посадці з натягом.

Для зменшення маси, а також для підведення змащення проектують порожні вали.

Вздож валу чи осі розрізняють такі ділянки:

– опорні ділянки – **цанфи**, на які опираються підшипники;

– несучі ділянки, на яких закріплюють обертові деталі (зубчасті колеса, шків, зірочки ланцюгових передач тощо);

– перехідні ділянки, які з'єднують опорні ділянки з несучими.

Цапфи поділяються на *шипи*, які знаходяться на кінцях валу та сприймають радіальні сили, *шийки* – проміжні цапфи та *п'яти* – кінцеві ділянки, які сприймають осьові сили.

Вали та осі найчастіше виконуються з таких матеріалів:

– Ст5, Ст4 та інші для валів без термообробки;

– сталь 45, 40Х та інші для валів з термообробкою (поліпшення);

– сталь 20, 20Х для швидкохідних валів на підшипниках ковзання з цементацією цапф;

– сталь 20,30, Ст3, Ст4 та інші для осей.

Задачами розрахунку валів та осей є забезпечення втомної міцності, обмеження деформації згину та кручення, можливих поперечних та крутильних коливань. Розрахунок і конструювання валів – взаємозв'язані процеси, тому розрахунок валів складається з двох етапів: **проектного та перевірного розрахунку**.

При проектному розрахунку валів, як правило, відомі навантаження, розміри основних деталей, розташованих на валу. Потрібно вибрати матеріал і визначити розміри валу.

## 12.2. Проектний розрахунок валів

1 Попередньо оцінюють середній діаметр валу з розрахунку тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях, (згинальний момент невідомий, тому що невідомо розташування опор та місця прикладення навантаження).

Визначають напруження кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau],$$

звідси:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

Як правило, приймають  $\tau = 20 \dots 30$  МПа для трансмісійних валів,  $\tau = 12 \dots 15$  МПа для редукторних валів.

Діаметр вхідного кінця валу редуктора можна прийняти рівним або близьким до діаметра вихідного кінця електродвигуна.

2 Розробляють конструкцію валу (компонування).

3 Виконують перевірений розрахунок валу.

## 12.3. Перевірочний розрахунок валів

1 Вибирають розрахункову схему і визначають розрахункові навантаження.

2 Знаходять небезпечні перерізи, обумовлені найбільшим згинальним моментом, ослаблені концентраторами напружень: галтель, виточка, шпонковий паз, різьблення тощо.

3 Проводять розрахунок на статичну міцність. Наприклад, при використанні енергетичної теорії міцності еквівалентні напруження визначаються за формулою:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_{\text{max}},$$

де допустимі напруження:

$$[\sigma]_{\text{max}} = 0,6 \dots 0,8\sigma_T,$$

$\sigma_T$  – границя текучості.

Напруження згину:

$$\sigma_u = \frac{M}{W_z}.$$

Напруження кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_p}.$$

4. Проводять розрахунок на витривалість за запасом опору втоми:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \approx 1,5,$$

де:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} \text{ – запас опору втоми при згині;}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} \text{ – запас опору втоми при крученні;}$$

$\sigma_{-1} = 400$  МПа – границя витривалості при згині;

$\tau_{-1} = 200$  МПа – границя витривалості при крученні;

$\sigma_a$  – амплітуда циклів напружень при згині (внаслідок обертання валу напруження згину у різних точках його поперечного перерізу змінюються по симетричному циклу (рис. 12.3)),  $\sigma_a = \sigma_u$ ;

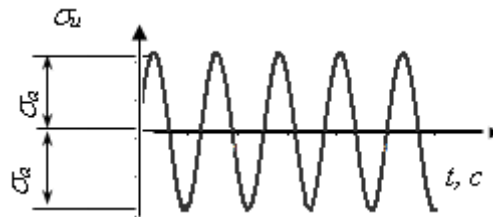


Рис. 12.3. Амплітуда циклів напружень при згині

$\sigma_m$  – середнє напруження циклу,  $\sigma_m = 0$ ;

$\tau_a$  – амплітуда циклів напружень при крученні (напруження кручення змінюються по циклу (рис. 12.4)),  $\tau_a = \frac{\tau}{2}$ ;

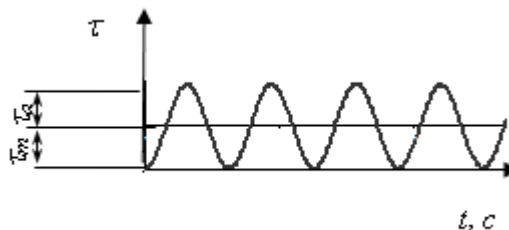


Рис. 12.4. Амплітуда циклів напружень при крученні

$\tau_m$  – середнє напруження циклу (постійна складового циклу),  $\tau_m = \frac{\tau}{2}$ ;

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коефіцієнти, що корегують вплив постійних складових циклів напружень по опору втоми;

$K_\sigma$  – коефіцієнт концентрації напружень при згині, що залежить від концентратора напружень;

$K_\tau$  – коефіцієнт концентрації напружень при крутінні, що залежить від концентратора напружень;

$K_d$  – масштабний фактор;

$K_F$  – фактор шорсткості поверхні.

Концентраторами напружень є галтелі, фаски, виточки, проточки, шпонкові пази, шліці, пресові посадки, різьба тощо.

5 Перевіряють жорсткість валу за умовами жорсткості

– при згині:

$$y < [y],$$

де  $y$  – прогин валу;  $[y]$  – допустимий прогин;

– при крученні:

$$\varphi = \frac{T l}{G I_p} \leq [\varphi]$$

де  $G$  – модуль пружності другого роду;  $I_p$  – полярний момент інерції;  $\varphi$  – кут закручення валу;  $[\varphi]$  – допустимий кут закручення валу, значення якого залежить від вимог, що пред'являються до механізму.

6. Проводять розрахунок на коливання з умови попередження обертання в критичній зоні:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}},$$

де:  $g$  – прискорення вільного падіння;  $y_{ст}$  – статичний прогин.

### ***Контрольні питання до теми:***

1. Які опорні частини валів та осей називаються цапфами?
2. Яких деформацій зазнають вали в процесі роботи?
3. За якою умовою міцності виконують розрахунок валів на витривалість?
4. Як вибираються перерізи, в яких виконуються розрахунки валу на витривалість для визначення коефіцієнтів запасу міцності?

# ТЕМА 13. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ

## 13.1. Загальні відомості

Застосування підшипників кочення дозволяє замінити тертя ковзання на тертя кочення, яке менш суттєво залежить від змащування (умовний коефіцієнт тертя близький до коефіцієнту рідинного тертя  $f = 0,0015...0,006$ . При цьому спрощується система змащування та обслуговування підшипника.

Конструкція підшипників кочення дозволяє виготовляти їх у масових кількостях як стандартну продукцію, що значно зменшує вартість виробництва.

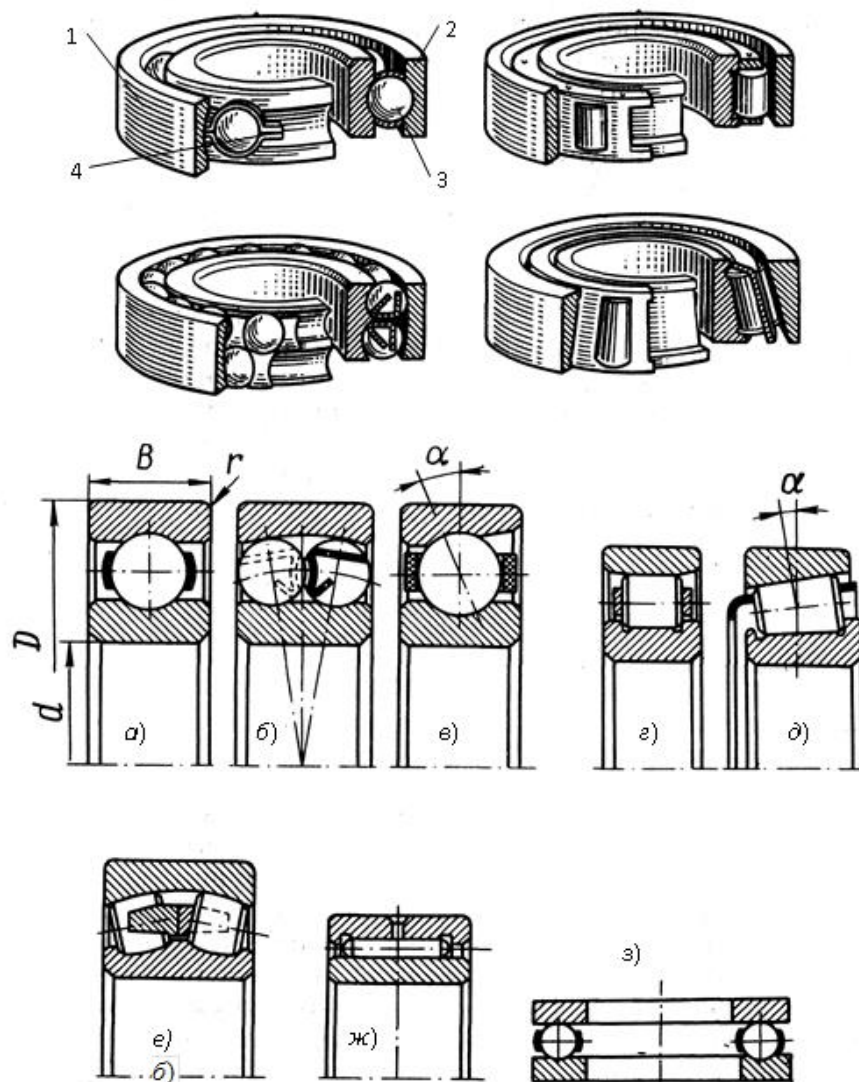


Рис. 13.1. Підшипники кочення

Підшипники кочення складаються з внутрішнього (рис. 13.1, 1) та зовнішнього (рис. 13.1, 2) кілець з доріжками кочення, тіл кочення (рис. 13.1, 3) (шариків чи роликів), сепараторів (рис. 13.1, 4), які розділяють та направляють тіла кочення.

До недоліків підшипників кочення відносяться: відсутність роз'ємних конструкцій, порівняно великі радіальні габарити, обмежена швидкохідність, низка

працездатність при вібраційних та ударних навантаженнях та в агресивних середовищах.

По формі тіл кочення підшипники поділяються на **шарикові** та **роликові**.

По напрямку навантаження, яке сприймається – радіальні, упорні, радіально-упорні, упорно-радіальні.

**Радіальні шарикові підшипники** (рис. 13.1, а) – найбільш прості та дешеві. Допускають невеликі перекоси валу (до  $1/4^\circ$ ) і можуть сприймати осьові навантаження, але менші радіальних. Ці підшипники широко поширені в машинобудуванні. **Радіальні роликові підшипники** (рис. рис. 13.1, з) завдяки збільшеній контактній поверхні допускають значно більші навантаження, ніж шарикові. Однак вони не сприймають осьові навантаження і погано працюють при перекосах валу. У роликових циліндричних і конічних підшипниках з комбінованими (бочкоподібними) роликами концентрація навантаження від неминучого перекошу валу істотно знижується. Аналогічне порівняння можна провести і між **радіально-упорними шариковими** (рис. 13.1, в) і **роликовими** (рис. 13.1, д) підшипниками.

**Самоустановлювальні шарикові** (рис. 13.1, б) і **роликові** (рис. 13.1, е) підшипники застосовують і тих випадках, коли допускають значний перекош валу (до  $2...3^\circ$ ). Вони мають сферичну поверхню зовнішнього кільця і ролики бочкоподібної форми. Ці підшипники допускають невеликі осьові навантаження,

Застосування **голчастих підшипників** (рис. 13.1, ж) дозволяє зменшити габарити (діаметр) при значних навантаженнях. Упорний підшипник (рис. 13.1, з) сприймає тільки осьові навантаження і погано працює при перекосі осі.

По навантажувальній здатності (або по габаритах) підшипники розділяють на сім серій діаметрів і ширини: надлегку, особливо легку, легку, легку широку, середню, середню широку, важку.

По класах точності: 0 (нормальний клас), 6 (підвищений), 5 (високий), 4 (особливо високий), 2 (надвисокий). Від точності виготовлення в значній мірі залежить працездатність підшипника, але одночасно зростає його вартість.

Усі підшипники кочення виготовляють з високоміцних підшипникових сталей з термічною обробкою, що забезпечує високу твердість.

Великий вплив на працездатність підшипника має якість сепаратора. Установка сепаратора значно зменшує втрати на тертя. Більшість сепараторів виконують штампованими зі сталеві стрічки. При підвищених окружних швидкостях (більш 10...15 м/с) застосовують масивні сепаратори з латуні, бронзи, дюралюмінію або пластмаси.

## 13.2. Основні причини втрати працездатності підшипників кочення

До основних причин втрати працездатності підшипників кочення відносять:

– **викришування від втоми**, яке спостерігається в підшипників після тривалого часу їхньої роботи в нормальних умовах;

- **знос**, що спостерігається при недостатньому захисті від абразивних часток (пилу і бруду);
- **руйнування сепараторів**, яке дає значний відсоток виходу з ладу підшипників кочення, особливо швидкохідних;
- **розколювання кілець і тіл кочення**, яке зв'язано з ударними і вібраційними перевантаженнями, неправильним монтажем, що викликає перекося кілець, заклинювання тощо;
- **залишкові деформації** на бігових доріжках і виді лунок та вм'ятин, які спостерігаються в важконавантажених тихохідних підшипників.

### 13.3. Розрахунок підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення базується на двох критеріях:

1. Розрахунок на ресурс (довготривалість) по викришуванню від втоми.
2. Розрахунок на статичну вантажопідйомність по остаточним деформаціям.

При проектуванні підшипники підбирають з числа стандартних. Розрізняють підбір підшипників по динамічній вантажопідйомності для запобігання руйнування від втоми (викришування) (при  $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$ ) та по статичній вантажопідйомності для запобігання остаточним деформаціям.

Умова підбору по динамічній вантажопідйомності:

$$C_{\text{потр}} \leq C_{\text{паспорт}}$$

**Паспортна динамічна вантажопідйомність**  $C_{\text{паспорт}}$  – це таке постійне навантаження, яке підшипник може витримати протягом 1 млн. обертів без виявлення ознак втоми не менш, ніж у 90% із визначеної кількості підшипників (приведена в каталозі).

Під навантаженням приймають радіальне для радіальних та радіально-упорних підшипників (нерухоме зовнішнє кільце), осьове – для упорних та упорно-радіальних (при обертанні одного з кілець).

Динамічна вантажопідйомність:

$$C = P^p \sqrt{\frac{L}{a_1 a_2}}$$

де:  $L$  – ресурс підшипника, млн. обертів;  $P$  – еквівалентне навантаження;  $p = 3$  – для кулькових,  $p = 3,33$  – для роликів підшипників;  $a_1$  – коефіцієнт надійності;  $a_2$  – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу та умов експлуатації.

**Еквівалентне навантаження** для радіальних на радіально-упорних підшипників – це таке умовне постійне навантаження, яке при прикладенні його до підшипника, в якому обертається внутрішнє кільце, забезпечує ту ж саму довговічність, яку підшипник має при дійсних умовах навантаження та обертання:

$$P_r = (XV F_r + Y F_a) K_b K_T,$$

де:

$F_r, F_a$  – радіальне та осьове навантаження;

$X, Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

$V$  – коефіцієнт обертання, залежить від того, яке кільце обертається (при обертанні внутрішнього  $V = 1$ , зовнішнього  $V = 1,2$ );

$K_G$  – коефіцієнт безпеки, який враховує характер навантажень: при спокійному навантаженні  $K_G = 1$ , при помірних поштовхах  $K_G = 1,3 \dots 1,5$ , при сильних ударах  $K_G = 2,5 \dots 3$ ;

$K_T$  – температурний коефіцієнт (при  $t$  до  $100^\circ\text{C}$  –  $K_T = 1$ , при  $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$  –  $K_T = 1,05 \dots 1,4$ ).

Для упорних і радіально-упорних підшипників відповідно – постійне центральне осьове навантаження при обертанні одного з кілець:

$$P_a = (X F_r + Y F_a) K_G K_T,$$

Значення  $X$  та  $Y$  залежить від відношення  $\frac{F_a}{V F_r}$ , що пояснюється тим, що в деяких межах додаткове осьове навантаження не погіршує умови роботи підшипника, воно зменшує радіальний зазор у підшипниках та вирівнює розподілення навантаження по тілам кочення.

При змінних навантаження враховують еквівалентну довговічність:

$$L_{hE} = K_{HE} L_h$$

де:

$L_h$  – сумарний час роботи підшипника, год;

$K_{HE}$  – коефіцієнт режиму навантаження.

Умова перевірки або підбору по статичній вантажопідйомності:

$$P_0 \leq C_0$$

де:

$P_0$  – еквівалентне статичне навантаження;

$C_0$  – статична вантажопідйомність.

**Статична вантажопідйомність** – таке статичне навантаження, якому відповідає загальна остаточно деформація тіл кочення та кілець в найбільш навантаженій точці контакту ( $0,0001$  діаметра тіл кочення).

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

де:

$X_0, Y_0$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження:  $X_0 = 0,6, Y_0 = 0,5$  – радіальні шарикопідшипники однорядні і дворядні,  $X_0 = 0,5, Y_0 = 0,47 \dots 0,28$  – (при  $\alpha = 12 \dots 36^\circ$  відповідно) радіально-упорні шарикопідшипники,  $X_0 = 0,5, Y_0 = 0,22 \cot \alpha$  – конічні та самоустановлювальні шарикопідшипники та роликотопідшипники.

### 13.4. Особливості розрахунку радіально-упорних підшипників

Радіальні навантаження підшипників  $F_{r1}$  і  $F_{r2}$  (рис. 13.2) визначають по двох рівняннях рівноваги:  $\sum Y = 0$  і  $\sum M = 0$ , при цьому  $F_{r1}$  і  $F_{r2}$  прикладені в точках перетину контактних нормалей з віссю вала. Відстань між цими точками залежить від схеми розташування підшипників і значення кута  $\alpha$ .

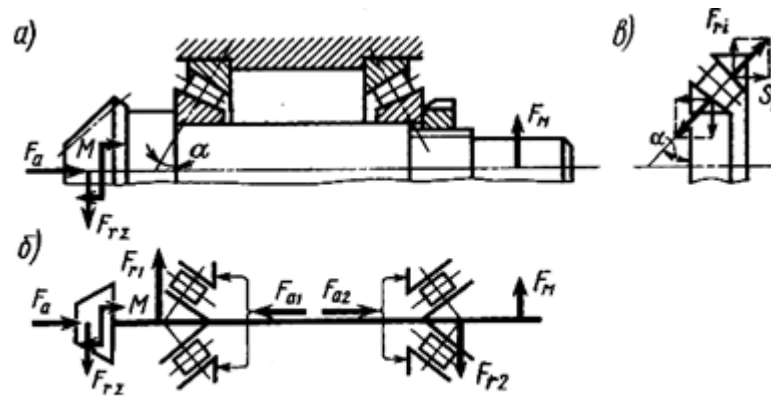


Рис. 13.1. Схеми навантаження радіально-упорних підшипників

Для визначення двох осьових навантажень  $F_{a1}$  і  $F_{a2}$  маємо тільки одне рівняння  $\sum X = 0$ , або  $F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0$ .

Тіла кочення переміщуються по біговим доріжкам, які нахилені під деяким кутом до осі валу. Реакція у підшипнику розкладається на дві складові  $F_r$  та  $S_i$ .

$S_i$  – додаткове внутрішнє осьове навантаження, яке намагається розсунути кільця в осьовому напрямку. Якщо не ставити упорні кришки, на верхніх кільцях утворюється зазор, який приводить до руйнування підшипника. Цьому перешкоджають упорні буртики валу та корпусу з відповідними реакціями  $F_{a1}$  та  $F_{a2}$ . Щоб запобігти розсуненню кілець, повинна виконуватись умова:

$$F_{a1} \geq S_1, F_{a2} \geq S_2.$$

Крім цього приймають, що в одному з підшипників осьова сила дорівнює мінімально можливій по умові нерозсунення кілець, тобто  $F_a = S$ .

Так як невідомо, в якому з підшипників виконується ця умова, то її визначають методом спроб. Спочатку приймають, що  $F_{a1} = S_1$ , тоді якщо при цьому виконується умова  $F_{a2} \geq S_2$ , то осьові сили вибрані вірно. Якщо умова не виконується, тобто  $F_{a2} < S_2$ , то приймають  $F_{a2} = S_2$  і знаходять  $F_{a1} = S_2 + F_a$ .

Приймають:  $S_i = eF_{ri}$  – для радіально-упорних кулькових,  $S_i = 0,83eF_{ri}$  – для конічних роликів ( $e$  – допоміжний коефіцієнт, що обирається з каталогу на підшипники).

### Контрольні питання до теми:

1. Основні деталі з яких складається підшипник кочення.
2. Переваги й недоліки підшипників кочення.
3. Як поділяються підшипники кочення за формою тіл кочення?
4. Як поділяються підшипники кочення за способом компенсації перекосів валу?
5. Які навантаження сприймають радіальні підшипники, радіально-упорні та упорні підшипники?
6. Види руйнувань підшипників кочення.
7. Як визначається розрахункове статичне навантаження на підшипник кочення?
15. В яких випадках виконується підбір підшипників кочення за динамічним навантаженням, а в яких за статичним?

## ТЕМА 14. МУФТИ. ПРИЗНАЧЕННЯ І КЛАСИФІКАЦІЯ

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають крутний момент. Інколи муфтами з'єднують вал із розміщеними на ньому деталями – зубчастими колесами, шківками, зірочками.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їх привод, компонують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун і робочий орган машини або двигун, редуктор і робочий орган машини. Безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин.

У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій. Як самостійні складальні одиниці найбільш часто вживаються муфти стандартизовані.

Основною характеристикою кожної муфти є обертовий момент  $T$ , на передавання якого вона розрахована. Іншими важливими показниками конструкцій муфт є гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за обертовим моментом у відповідних довідниках. Лише у деяких випадках в разі потреби виконують перевірочні розрахунки.

Муфти обчислюють за розрахунковим обертовим моментом  $T_p = K_n T$ , де  $T$  – номінальний обертовий момент;  $K_n$  – коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження або режим роботи муфти. Для машин із невеликими приводними масами і спокійному навантаженні  $K_n = 1,0 \dots 1,5$ , для машин із середніми масами та змінним навантаженням (поршневі компресори, стругальні верстати)  $K_n = 1,5 \dots 2,0$ . У машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням (молоти, прокатні стани, роторні дробарки)  $K_n = 2,5 \dots 3,0$ .

Класифікацію механічних муфт розглянемо у вигляді структурної схеми (рис 14.1).

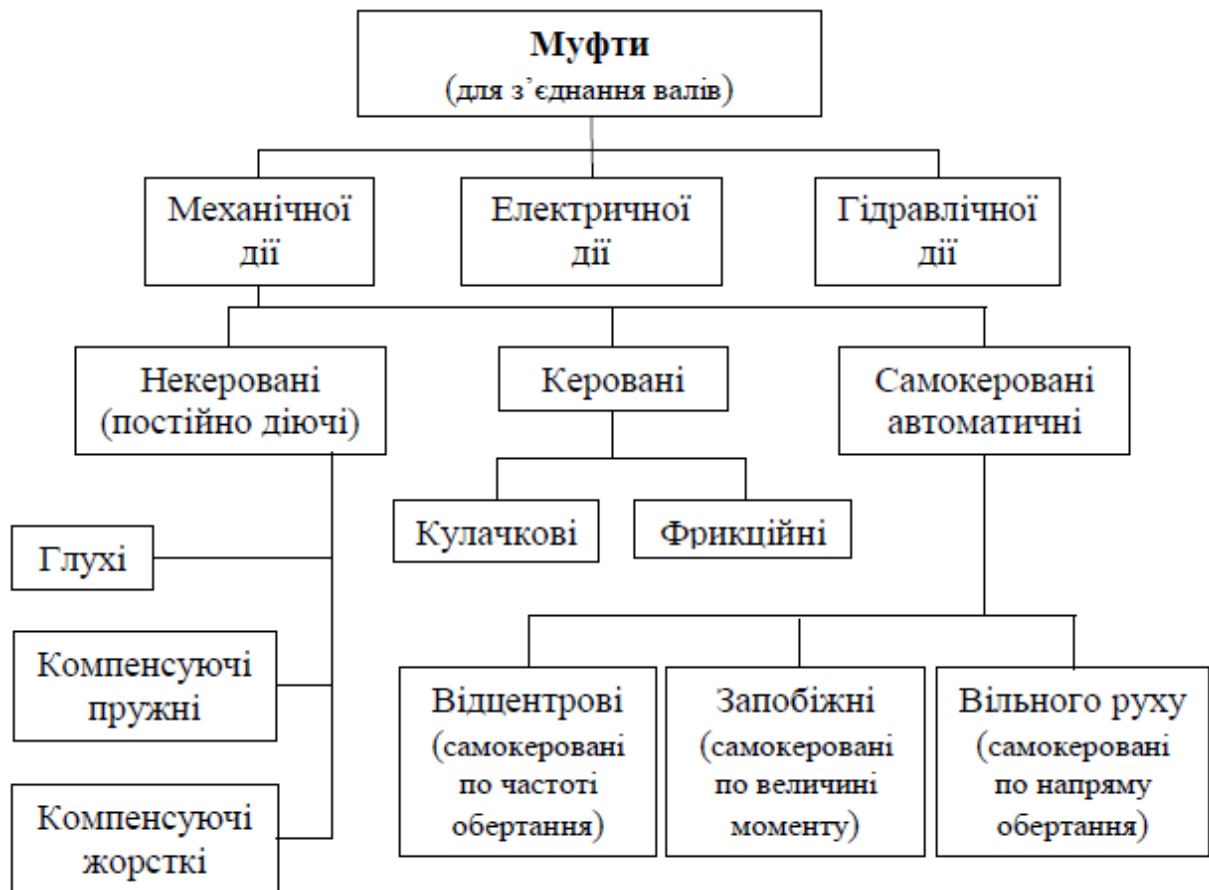


Рис. 14.1. Класифікація муфт

#### 14.1. Конструкція та область використання некерованих муфт

До класу некерованих муфт належать усі не розчіпні (постійно діючі) муфти, тобто такі, в яких частини муфти (ведуча і ведена пів муфти) з'єднані між собою постійно. Цей клас муфт є найпоширенішим.

**Глухі муфти** призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів. Вони бувають втулкові і фланцеві.

*Втулкова муфта* – найпростіша з глухих муфт, суцільна і насаджується на кінці валів, які підлягають з'єднанню (рис. 14.2).

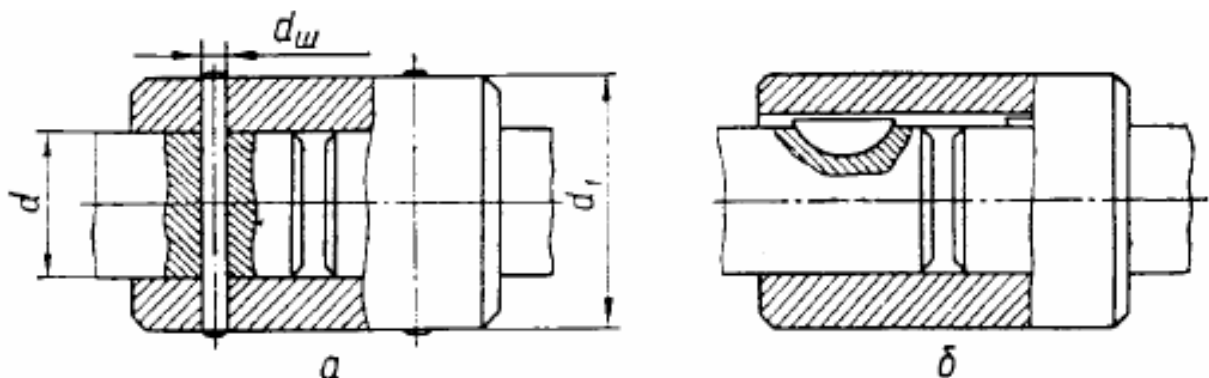


Рис. 14.2. Втулкова муфта

З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватися за допомогою штифтів (рис. 14.2, а), шпонок (рис. 14.2, б) або за допомогою шліців. При монтажі або

демонтажі муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.

Втулкові муфти застосовують здебільшого для діаметрів валів  $d \leq 60 \dots 70$  мм. Матеріал втулок – сталь 40, 45, а при великих розмірах – чавун СЧ18, СЧ20. Штифти виготовляють із сталей 45, 50.

*Фланцева муфта* складається з двох виконаних у вигляді фланців пів муфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами (рис. 14.3). Болти муфти ставлять із зазором (варіант I) або без зазору (варіант II). У першому випадку момент  $T_p$  передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику пів муфти від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформації зрізу.

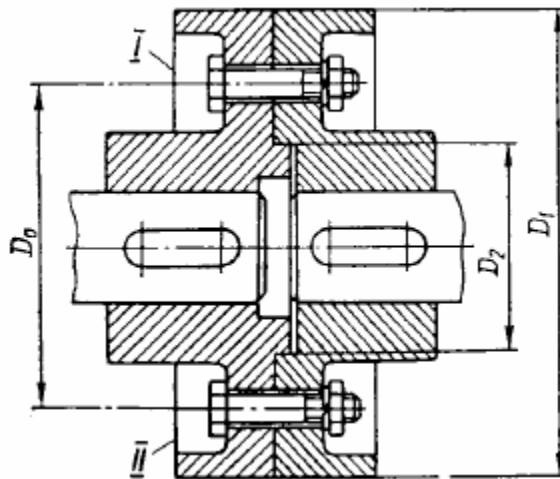


Рис. 14.3. Фланцева муфта

Фланцеві муфти стандартизовані для валів діаметром 12–220 мм і обертових моментів 8–45000 Нм.

**Компенсуючі пружні муфти** використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі. Вони можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні.

*Муфта пружна втулково-пальцева* (МПВП) складається з двох пів муфт, нерухомо закріплених в одній пів муфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою пів муфтою (рис. 14.4).

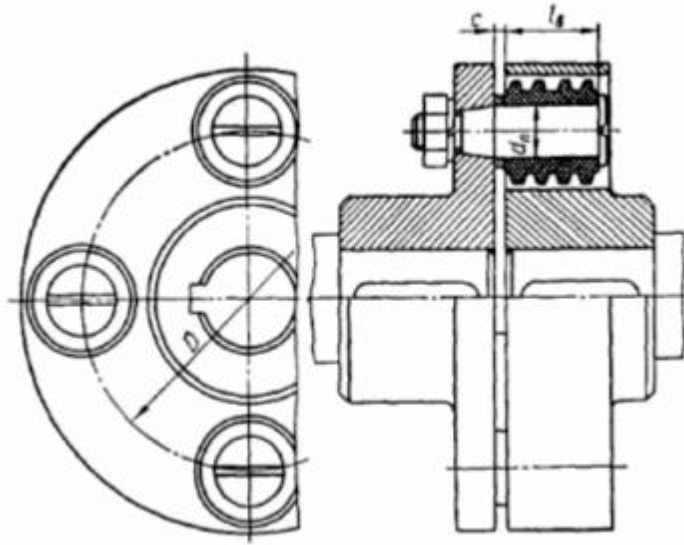


Рис. 14.4. Муфта пружна втулково-пальцева

Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту  $T_p$ . МПВП допускає зміщення валів: осьове  $\Delta_o = (1 \dots 5)$  мм, радіальне  $\Delta_r = (0,2 \dots 0,5)$  мм і кутове  $\Delta_\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$ . Однак зміщення  $\Delta_r$  і  $\Delta_\alpha$  збільшують спрацювання пружних елементів і нерівномірність розподілу навантаження між пальцями муфти. Крім цього, такі зміщення додатково навантажують вали у радіальному напрямі. Перевагами МПВП є простота конструкції та заміни пружних елементів, малі габаритні розміри та маса. МПВП стандартизовані для валів діаметром (10...160) мм і обертових моментів 6,3 – 16000 Нм.

**Компенсуючі жорсткі муфти** використовують для з'єднання валів із незначною не співвісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо призводять до незначних додаткових радіальних навантажень на вали.

До жорстких компенсуючих муфт належать кулачково-дисккові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

*Кулачково-дискова муфта* складається з двох пів муфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях пів муфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох пів муфт. Осьовий зазор  $\delta$  між проміжним диском і пів муфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок  $\Delta_r$  і  $\Delta_\alpha$ . Переважно компенсаційна здатність муфти становить  $\Delta_o = (2 \dots 4)$  мм,  $\Delta_r = (1 \dots 3)$  мм,  $\Delta_\alpha \leq 0,5^\circ$ . Розміри муфти вибирають згідно стандарту для діаметрів валів 16–150 мм і обертових моментів 16–16000 Нм (рис. 14.5).

Не співвісність валів спричиняє ковзання виступів проміжного диску у пазах пів муфт і їхнє спрацювання. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням не співвісності та кутової швидкості валів.

Деталі кулачково-дисккових муфт виготовляють із сталей Ст5 або 45Л. Для важко навантажених муфт застосовують леговані сталі типу 15Х, 20Х із цементацією робочих поверхонь.

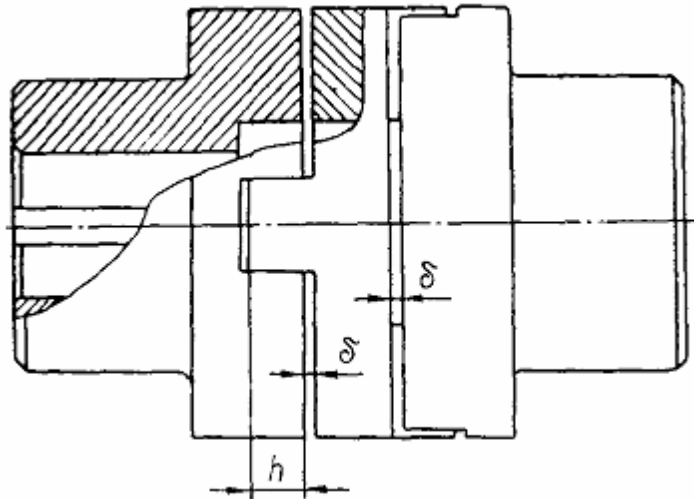


Рис. 14.5. Кулачково-дискова муфта

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, бо її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею (рис. 14.6).

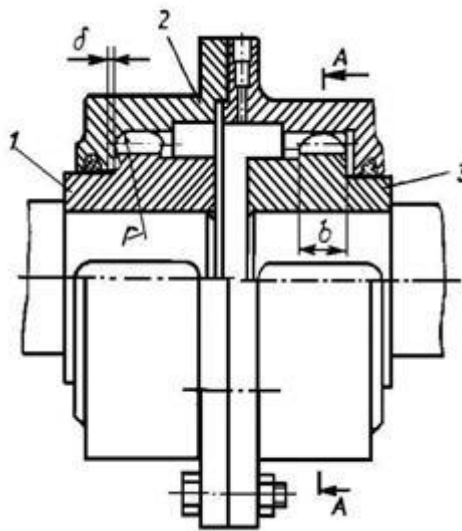


Рис. 14.6. Зубчаста муфта

Компенсаційна здатність зубчастих муфт:  $\Delta_o = (3 \dots 4)$  мм,  $\Delta_r = (1,5 \dots 2)$  мм;  $\Delta_\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$ .

Широке використання у машинобудуванні зубчастих муфт пояснюється їхніми перевагами: невеликою масою і габаритними розмірами; високою несучою здатністю, що визначається великою кількістю зубців у зачепленні: допускає високі коллові швидкості.

Зубчасті муфти стандартизовані для діаметрів валів 40–200 мм і обертових моментів 1000–63000 Нм.

## 14.2. Конструкція та область використання керованих муфт

До класу керованих належать муфти, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

*Кулачкова муфта* у найпростішому вигляді складається з двох пів муфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна пів муфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщатися уздовж цього валу (рис. 14.7). Рухому пів муфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Вилку механізму керування розміщують у кільцевому пазу рухомої пів муфти. Із введенням у зачеплення кулачків двох пів муфт здійснюється передавання обертового моменту від одного валу до другого.

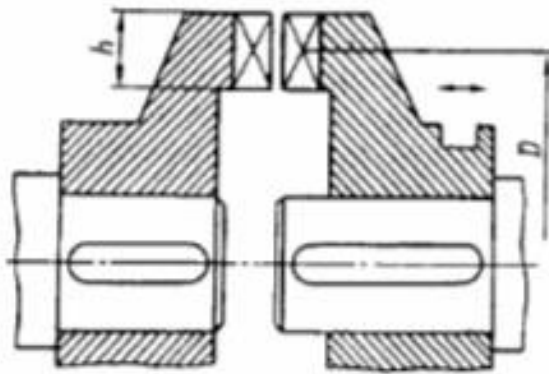


Рис. 14.7. Кулачкова муфта

Вмикання кулачкових муфт під час обертання валів завжди супроводжується ударами, які можуть спричинити руйнування кулачків. Тому такі муфти не рекомендують використовувати для вмикання приводів під навантаженням і при великих швидкостях відносного обертання валів (відносна колова швидкість кулачків  $V > 1$  м/с).

Пів муфти кулачкових муфт виготовляють із сталей, що підлягають цементації, 15, 20, 15X, 20X, а при великих розмірах – із сталей 45, 40X, 40XH. Твердість кулачків повинна бути  $H \geq 50 \dots 55$  HRC.

*Фрикційні муфти* передають обертовий момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях їхніх деталей. Під час вмикання фрикційних муфт обертовий момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін веденого вале відбувається плавно без ударів (рис. 14.8).

Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: дискові, конусні і циліндричні, які мають циліндричну робочу поверхню.

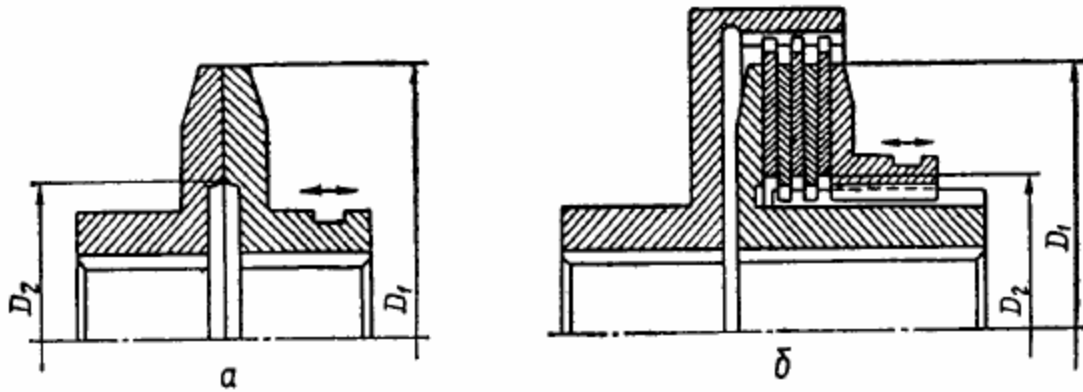


Рис. 14.8. Фрикційні муфти

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя.

У відповідних муфт сила притискання дисків залежить від коефіцієнту тертя ковзання на поверхнях дисків та кількості пар  $z$  поверхонь тертя (для муфт, які приведені на рис. 14.8, а –  $z = 1$ , рис. 14.8, б –  $z = 6$ ).

Таким чином, із застосуванням багатодискових муфт можна збільшити обертовий момент, що передається у  $z$  разів порівняно з дводисковою муфтою, якщо зберігається та сама сила стискання дисків і їхні діаметри.

### 14.3. Конструкція та область використання самокерованих муфт

Самокеровані муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. В разі потреби з'єднання валів залежно від швидкості обертання одного з них застосовують відцентрові муфти; із обмеженням напряму обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, а із обмеженням робочого навантаження – запобіжні муфти.

*Відцентрові муфти* автоматично з'єднують (роз'єднують) вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою (рис. 14.9).

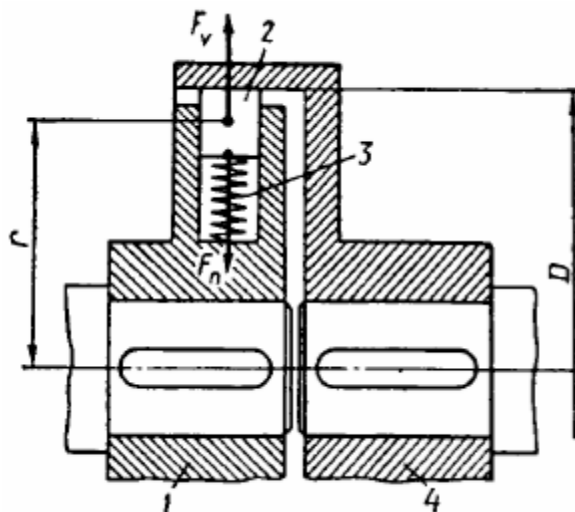


Рис. 14.9. Відцентрова муфта

Муфта складається зі з'єднаної з ведучим валом пів муфтою 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, та пів муфти 4 у вигляді барабана, закріпленої на веденому валу.

Під час обертання ведучого валу колодки знаходяться під дією відцентрової сили  $F_V$  та сили пружини  $F_n$ . Якщо швидкість валу мала, то  $F_n > F_V$  і колодки не притиснуті до барабана, тобто муфта не передає обертового моменту (ведений вал не обертається). Із збільшенням кутової швидкості  $\omega_1$  зростає і відцентрова сила  $F_V$ , а при  $F_V > F_n$  колодки стикаються з барабаном і за рахунок сил тертя між колодками і барабаном передається обертовий момент до веденого валу. Відповідно зі зменшенням кутової швидкості ведучого валу муфта розмикається.

*Запобіжні муфти* використовуються для захисту окремих органів машини від перевантажень (рис. 14.10).

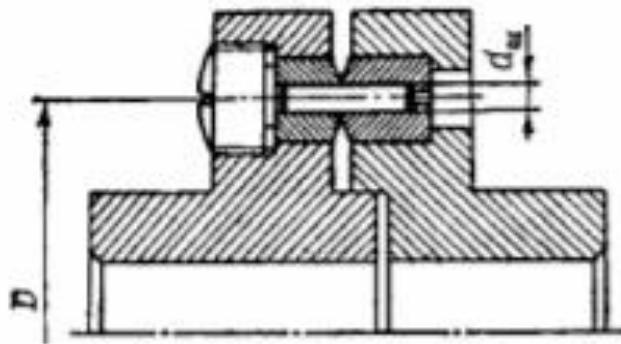


Рис. 14.10. Запобіжна муфта

Вони бувають із не руйнованими елементами та з руйнованими елементами.

Запобіжні муфти із руйнованим елементом застосовують при відносно рідких перевантаженнях привода машини. Недоліком цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів.

На рис. 14.10 зображена муфта із запобіжним штифтом. Тут обертовий момент від однієї пів муфти до іншої передається через штифт, який зрізається при перевантаженні. Для відновлення роботи муфти штифт замінюють. Загартовані втулки, в яких знаходиться штифт, запобігають зминанню більш м'якого матеріалу пів муфт штифтом і тим самим наближають дійсні умови зрізу штифта до розрахункових. Переважно кількість штифтів у муфті  $z = 1$ , рідше  $z = 2$ . Матеріал штифтів – середньо вуглецева сталь.

### **Контрольні питання до теми:**

1. Для чого використовують муфти?
2. Класифікація муфт?
3. Конструкції втулкових муфт?
4. Конструкції фланцевої муфти?
5. Компенсуючі пружні муфти?
6. Компенсуючі жорсткі муфти?
7. Які існують відхилення осів валів від номінального?
8. Для чого використовують керовані муфти?
9. Конструкція кулачкових муфт?
10. Конструкції фрикційних муфт?

11. Принцип роботи фрикційних муфт?
12. Для чого використовують самокеровані муфти?
13. Конструкція та принцип роботи відцентрових муфт?
14. Конструкції запобіжних муфт?
15. Принцип роботи запобіжної муфти?

## ТЕМА 15. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ЗВАРЮВАННЯМ

**Зварювання** – технологічний процес з'єднання деталей, який здійснюється при місцевому нагріванні стику деталей до розплавленого або пластичного стану із подальшим взаємним деформуванням.

Утворення такого типу з'єднань базується на використанні сил молекулярного зчеплення. Тому, зварні з'єднання є найдосконалішими з нероз'ємних з'єднань, оскільки вони у значній мірі наближають з'єднані деталі до цілісних.

Способи зварювання:

- ручне дугове зварювання металевим електродом;
- автоматичне дугове зварювання металевим електродом під флюсом;
- електрошлакове зварювання металевим електродом;
- контактне зварювання.

**Ручне дугове зварювання металевим електродом.**

**Електрод** – сталевий стержень з товстим захисним покриттям, яке при плавленні виділяє велику кількість шлаку та газу, що утворює захисне середовище для шва і цим забезпечує підвищення його якості.

Теплота, що виділяється від дуги, виникає між деталлю та електродом, оплавляє краї деталі і розплавляє електрод, метал з якого йде на формування шва. Ручне дугове зварювання виконується для з'єднання короткими швами, або складними за конфігураціями швами в індивідуальному та малосерійному виробництвах. З'єднуються деталі завтовшки 1-60 мм і більше.

**Автоматичне дугове зварювання металевим електродом під флюсом.**

Зварювання виконується машинами. До флюсу входять шлакоутворювальні (для захисту від впливу зовнішнього середовища), легуючі та розкислювальні компоненти. Забезпечується висока продуктивність та якість зварних швів. Цей метод економічний для прямолінійних і кільцевих швів значної довжини, використовується у великосерійному і масовому виробництвах. Зварюються деталі завтовшки 2-180 мм і більше.

**Електрошлакове зварювання металевим електродом.**

Джерелом нагрівання є теплота, що виділяється при проходженні струму від електроду до деталі через шлакову ванну. Зварюються деталі із сталі і чавуну завтовшки до 1 м (станини, корпуси).

**Контактне зварювання** використовується для з'єднання деталей, виготовлених із тонколистових елементів. Нагрівання стику з'єднуваних деталей відбувається теплотою, яка виділяється при проходженні електричного струму через стик деталей.

Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, а й як технологічний метод виготовлення самих деталей. Зварені деталі в багатьох випадках із успіхом замінюють деталі ковани, штамповані або виготовлені литтям. Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, шківни, зірочки, маховики, барабани, ферми, колони, різні резервуари, труби, корпуси річкових та морських суден.

Із всіх видів зварювання найбільш широко розповсюджена електрична. В основному використовують два види електричної зварки: *дугову та контактну*.

Електродугова зварка основана на використанні теплоти електричної дуги.

Контактна зварка основана на використанні підвищеного омичного опору в стикі деталей.

**Основними перевагами** зварних з'єднань є:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва елементів деталей, що з'єднуються;
- економія матеріалу та зменшення маси виробів;
- висока продуктивність та простота процесу зварювання.

**До недоліків** зварних з'єднань належать:

- поява температурних напружень;
- значна концентрація напружень в області зварних швів;
- знижена стійкість проти корозії та ін.

Залежно від взаємного розміщення елементів деталей, що з'єднуються розрізняють такі основні види зварних з'єднань: *стикові, напусківі, таврові та кутові*.

Стикове з'єднання є найраціональнішим видом зварних з'єднань.

Воно утворюється за допомогою дугового або контактного зварювання. Таке з'єднання виконується стиковим зварним швом.

Зварні **стикові** з'єднання (рис.15.1) бувають з прямим (а), косим (б) та кільцевим (в) швами.

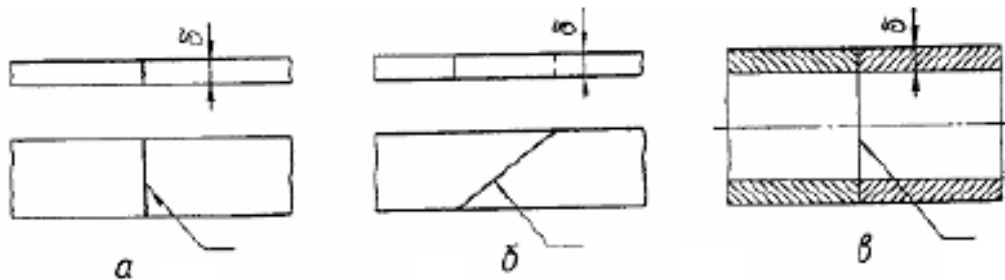


Рис.15.1 Стикові зварні з'єднання

Деталі поблизу стику повинні мати рівну товщину  $\delta$  для забезпечення їх однакового нагріву. Залежно від товщини  $\delta$  деталей, що зварюються виготовляють із підготовленими або непідготовленими кромками (рис.15.2).

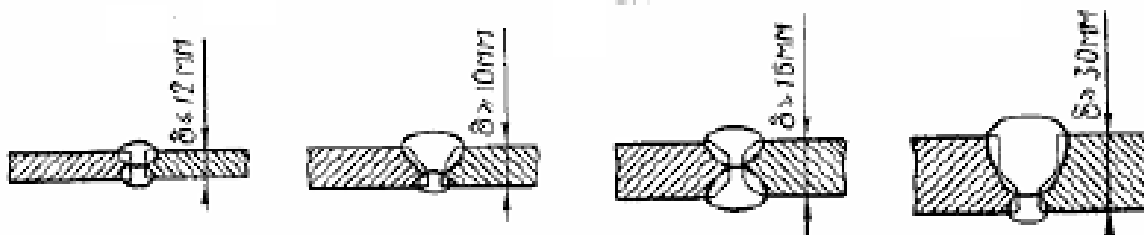


Рис.15.2 Види кромки

**Напусківі** з'єднання виконують за допомогою кутових (валоподібних) швів. Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили  $F$  кутові шви (рис.15.3) називаються *лобовими* (а), які розташовані перпендикулярно лінії дії сили  $F$ , *косими*, які розташовані під кутом до лінії дії сили  $F$ , *фланговими* (б), які розташовані паралельно до лінії дії сили  $F$ , *комбінованими* (в) і *кільцевими* (г).

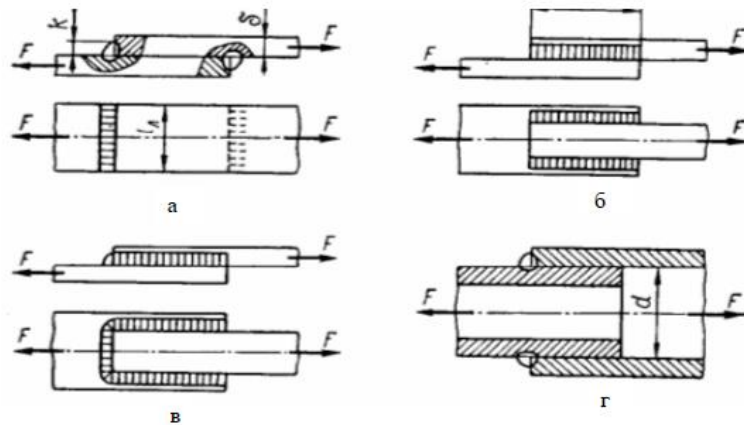


Рис.15.3 Напускові зварні з'єднання

Довжина лобових швів  $l_{\text{л}}$  у напускових з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів  $l_{\text{ф}}$  не повинна бути більш ніж  $50k$ , оскільки зі збільшенням довжини  $l_{\text{ф}}$  підвищується нерівномірність розподілення напруги у шві.

**Кутові** шви розподіляються на: *нормальні*, *внутрі* та *випуклі*. Найбільш розповсюджені нормальні шви. Основною геометричною характеристикою кутового шва є катет  $k$  і висота  $h$ . Величина висоти визначається  $h = k \sin 45^\circ$ , в основному  $k = \delta$ .

Кутове з'єднання рис.15.4 здійснюється без попередньої підготовки кромки (а) і з підготовкою кромки (б, в, г).

У більшості випадків такі з'єднання є мало навантаженими і використовуються для забезпечення щільності.

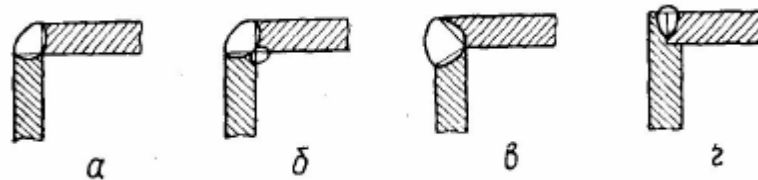


Рис.15.4 Кутове з'єднання

**Таврове** з'єднання використовують при розміщенні деталей, що з'єднуються у взаємно перпендикулярних площинах (рис. 15.5).

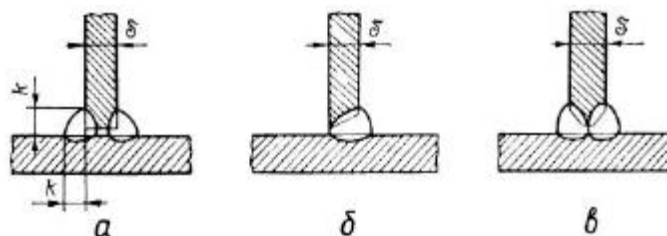


Рис.15.5 Таврове з'єднання

**Контрольні питання до теми:**

1. Типи зварних з'єднань; переваги й основні недоліки.
2. Способи зварних з'єднань деталей.
3. Види зварних швів.
4. Основна геометрія кутового шва?

# ТЕМА 16. З'ЄДНАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ РІЗЬБИ

## 16.1. Загальні положення

Різьбовими називаються такі з'єднання, які виконуються за допомогою деталей, що мають різьбу. Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю, надійністю, а також зручністю з'єднання та роз'єднання деталей.

Застосуванню різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, пристосованих до різних конструктивних варіантів з'єднань, їх широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виготовлення.

Обмеження у використанні різьбових з'єднань пов'язані з наявністю значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різьбових деталей, що зменшує їх втомну міцність при дії змінних напружень.

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють циліндричні та конічні різьби. В основному використовуються циліндричні кріпильні різьби. Конічну різьбу застосовують у випадках, коли треба забезпечити герметичність з'єднання. За напрямком гвинтової лінії розрізняють праву (найбільш поширену) і ліву різьби. За числом заходів відрізняють однозахідну (найбільш поширену), двозахідну та інші різьби. Багатозахідні різьби застосовуються в гвинтових механізмах.

Кріпильні різьби бувають: метричні, трубні та круглі (рис. 16.1).

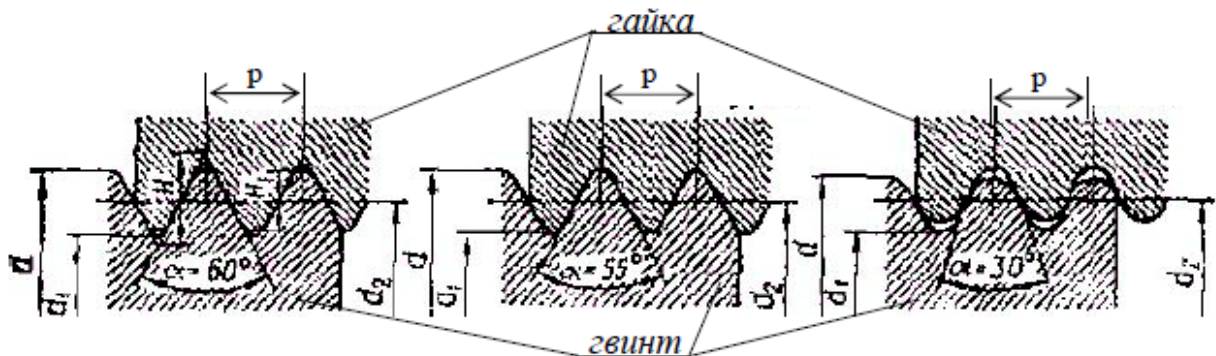


Рис.16.1 Кріпильні різьби (метрична, кругла і трубна)

## 16.2. Метрична різь

Метрична різь є основною кріпильною різьбою. Вона має назву метричної тому, що всі її розміри задаються в міліметрах (на відміну від мало розповсюдженої дюймової різьби, розміри якої задаються в дюймах).

Метрична різьба має трикутний профіль витків із кутом профілю  $\alpha = 60^\circ$ . Вершини витків та впадин притуплені по прямій або по дузі кола, по вершинах та впадинах утворений зазор. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням складальних робіт.

Метрична різь характеризується такими основними геометричними параметрами:

- $d(D)$  – зовнішній (номінальний),  $d_1(D_1)$  – внутрішній і середній  $d_2(D_2)$  діаметри різьб;
- $p$  – крок різі (відстань між однойменними сторонами двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта);
- $H = 0,54p$  – робоча висота профілю, на якій дотикаються витки гвинта і гайки;
- $n$  – число заходів різьби (для кріпильних метричних різьб  $n = 1$ );
- $\psi$  – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру.

Позначення метричної різі:  $M20$  – метрична різь з нормальним кроком і зовнішнім діаметром  $d = 20$  мм;  $M20 \times 1,5$  – метрична різь з малим кроком витків  $p = 1,5$  мм і зовнішнім діаметром  $d = 20$  мм.

Основні геометричні параметри метричних різьб регламентовані стандартами.,

### 16.3. Трубна різь

Трубна різь використовується для герметичного з'єднання труб арматури. Ця різь має кут профілю витків  $\alpha = 55^\circ$ , вершини та впадини витків закруглені і відсутній зазор між вершинами та впадинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність.

Трубна різь має малий крок витків, оскільки нарізується на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр трубної різі беруть внутрішній діаметр труби. Зовнішній діаметр такої різі в дійсності більший номінального на дві товщини стінки труби.

У міжнародному стандарті для трубної різі зберігається дюймове вимірювання ( $1' = 25,4$  мм).

Позначення трубної різі в технічній документації таке: Трубн. 2. кл.2 – трубна різьба із номінальним діаметром 2 дюйми за другим класом точності. Нині замість трубних різьб часто застосовують метричні різьби з малим кроком витків.

### 16.4. Кругла різь

Кругла різь зручна для виготовлення накатуванням або витисканням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях, а також відливанням на чавунних, скляних, пластмасових та інших виробках.

Профіль витків круглої різьби утворюється спряженими дугами кіл, а кут профілю  $\alpha = 30^\circ$ .

Круглі різі мають обмежене застосування, і в основному вони використовуються для деталей, що часто загвинчуються та відгвинчуються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп та ін.). Параметри круглої різьби регламентовані стандартом.

### 16.5. Руйнування гвинтів

Види руйнування гвинтів:

1. Розрив стержня по різьбі.
2. Пошкодження або руйнування різьби (змінання, зріз, зношування...).
3. Руйнування біля головки.

При використанні стандартних гвинтів обмежуються розрахунком за одним з головних критеріїв працездатності – розрахунком на міцність стержня гвинта на розтяг.

***Контрольні питання до теми:***

1. Переваги й недоліки різьбових з'єднань.
2. Основні параметри різьбових з'єднань.
3. Як поділяються різьби за призначенням?
4. Які профілі різьб використовуються в техніці?
5. Основні параметри метричних різьб.

# ТЕМА 17. ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ

## 17.1. Загальна характеристика

**Шпонка** це деталь, яку вставляють у пази валу і маточини зубчастих коліс, шківів тощо, з метою передачі обертового моменту.

**Переваги шпонкових з'єднань:**

- простота і надійність конструкції;
- зручність складання;
- низька вартість.

**Недоліки шпонкових з'єднань:**

– послаблення валу і маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню деталей.

## 17.2. Класифікація та конструкція шпонкових з'єднань

Розрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання.

Ненапружені шпонкові з'єднання (рис. 17.1) здійснюються за допомогою призматичних та сегментних шпонок.

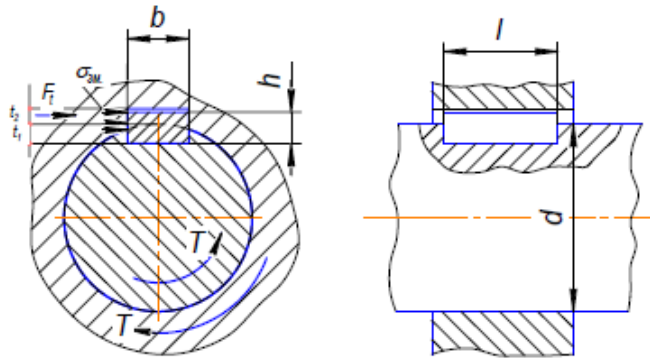


Рис. 17.1. Ненапружене шпонкове з'єднання

*Призматичні шпонки* (рис. 17.2) бувають звичайні і напрямні. Звичайні призматичні шпонки використовуються для нерухомого з'єднання маточини з валом, напрямні – у випадку переміщення деталей, розміщених на валу, вздовж валу.

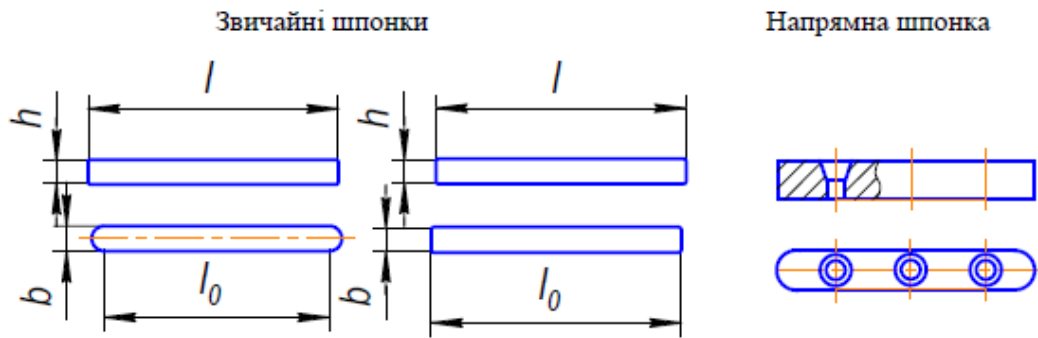


Рис. 17.2. Призматичні шпонки

Призматичні шпонки бувають із округленими і плоскими торцями. Робочими гранями шпонок є бічні грані. Робоча довжина призматичної шпонки зі округленими торцями  $l_0 = l - b$ , а для шпонки з плоскими торцями  $l_0 = l$ .

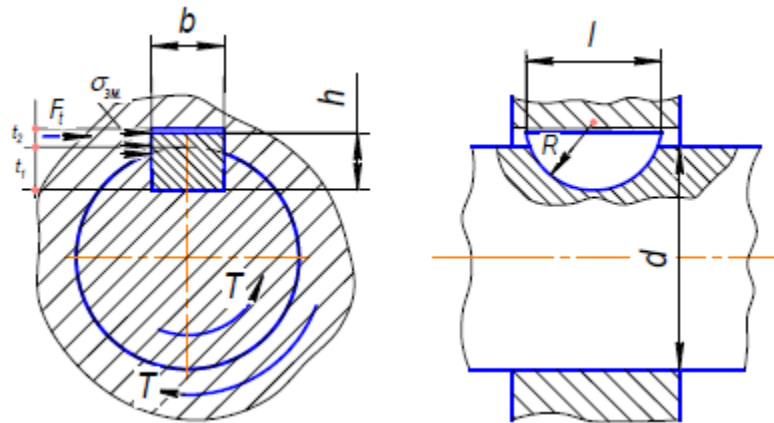


Рис. 17.3. Сегментні шпонки

Сегментні шпонки (рис. 17.3) характеризуються глибокою посадкою на валу, що забезпечує їм більш стійке положення, ніж призматичним. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз послаблює вал, тому сегментні шпонки використовуються на мало навантажених ділянках валів. Призматичні і сегментні шпонки стандартизовані.

**Напруженні шпонкові з'єднання** (рис. 17.4) здійснюються за допомогою клинових та циліндричних шпонок. *Клинові шпонки* бувають врізні, на лисці і фрикційні.

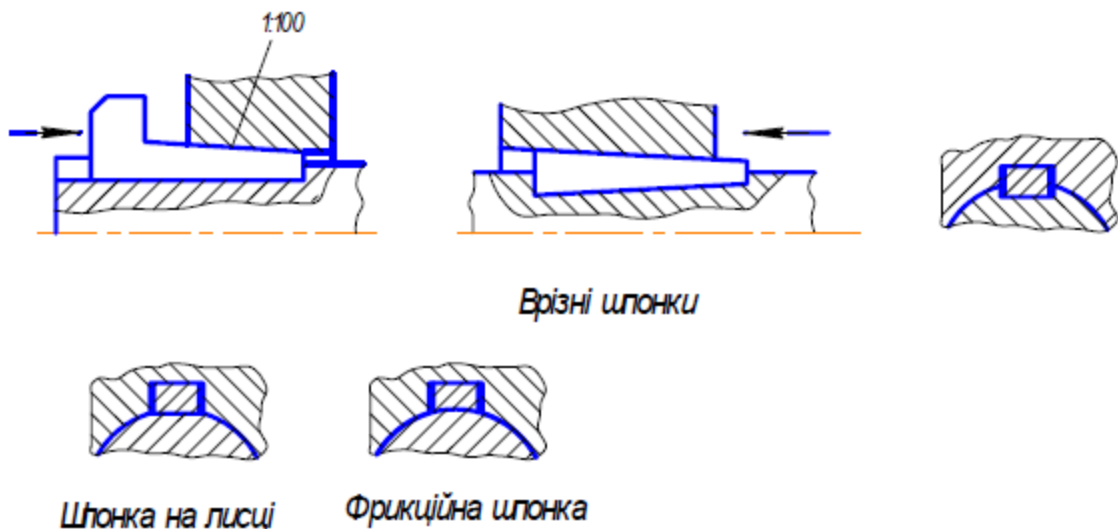


Рис. 17.4. Напруженні шпонкові з'єднання

Розглянуті клинові шпонки передають обертальний момент за рахунок сил тертя на широких робочих гранях. Ці сили тертя створюються відповідним натягом при забиванні шпонок.

Клинові шпонки мають обмежене застосування, оскільки вони спричиняють зміщення осі маточини відносно осі валу. Область використання – тихохідні машини при необхідності частого розбирання з'єднань.

*Циліндричні шпонки* (рис. 17.4) – це циліндричні штифти, що встановлюються в отвори, паралельні осі з'єднання, по посадках з гарантованим натягом  $\left(\frac{H7}{r6}\right)$ .

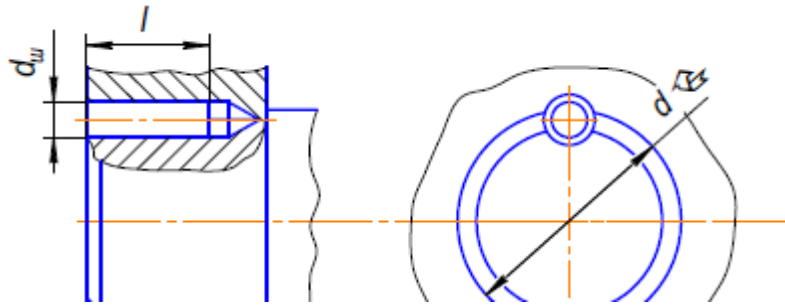


Рис. 17.4. Циліндрична шпонка

Такі шпонки використовуються для закріплення деталей на кінці валу. Розміри шпонок стандартизовані. Діаметри шпонки  $d_{ш} = (0,13 \dots 0,16)d$ , довжина шпонки  $l = (3 \dots 4)d_{ш}$ .

### 17.3. Підбір шпонок і розрахунок шпонкових з'єднань на міцність

Для виготовлення шпонок всіх видів використовують спеціальний точний прокат із сталей з  $\sigma_b \geq 500$  МПа.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані, поперечні перерізи шпонок вибирають залежно від діаметра валу за таблицями. Довжину шпонок встановлюють із конструктивних міркувань, а потім перевіряють з'єднання на міцність, або безпосередньо визначають з умови міцності. Повну довжину шпонки  $l$  узгоджують із стандартним рядом довжин.

#### Розрахунок з'єднання призматичною шпонкою.

Основним розрахунком з'єднання є розрахунок на зминання бічних вузьких граней шпонки і бічних стінок пазів в маточині (див. рис. 17.1).

Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де:

$F_t$  – колова сила, що діє на поверхні,  $F_t = \frac{2T}{d}$  ( $T$  – момент на валу,  $d$  – діаметр валу);

$A_{зм}$  – площа поверхні зминання,  $A_{зм} = (h - t_1)l_0$  ( $l_0$  – робоча довжина шпонки,  $t_1$  – глибина паза в маточині).

Тут за розрахункову площу береться площа контактної поверхні в маточині, оскільки за стандартом  $t_1 < t_2$ , і опір зминанню матеріалу маточини може бути меншим ніж опір сталевих валу і шпонки.

В результаті маємо:,

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d l_0 (h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (17.1)$$

Коли умова міцності не виконується, треба збільшити довжину шпонки  $l_0$ . Якщо це неможливо, тоді встановлюють дві шпонки, взаємно зміщені на  $180^\circ$ .

Для проектного розрахунку з умови (17.1) можна визначити робочу довжину шпонки:

$$l_0 \geq \frac{2T}{d (h - t_1) [\sigma]_{зм}}. \quad (17.2)$$

За значенням  $l_0$  знаходять повну довжину шпонки  $l = l_0 + b$ , яку узгоджують із стандартним рядом довжин шпонок.

В з'єднанні шпонка піддається також деформації зрізу. Але умова міцності на зріз врахована при стандартизації розмірів призматичних і сегментних шпонок. Тому для стандартних шпонок перевірка міцності на зріз не обов'язкова.

*Допустимі напруження:*

– при перехідних посадках втулки (маточини) на вал:

1)  $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120$  МПа (втулка із сталі);

2)  $[\sigma]_{зм} = 70 \dots 80$  МПа (втулка із чавуну);

– при посадках з гарантованим натягом:

1)  $[\sigma]_{зм} = 160 \dots 180$  МПа (втулка із сталі);

2)  $[\sigma]_{зм} = 110 \dots 130$  МПа (втулка із чавуну).

Менші значення беруть при змінних навантаженнях.

Для рухомих з'єднань з напруженими призматичними шпонками з метою обмеження спрацювання беруть  $[\sigma]_{зм} = 20 \dots 30$  МПа.

### **Розрахунок з'єднань сегментною шпонкою.**

Розрахунок з'єднання виконуються так, як і розрахунок з'єднання призматичною шпонкою, тобто за умовою міцності на зминання (17.1). Позначення величин для сегментної шпонки див. на рисунку.

Якщо умова міцності не виконується можна встановити в ряд по осі валу дві сегментні шпонки. Допустимі напруження такі як для з'єднань з призматичними шпонками.

### **Розрахунок напружених шпонкових з'єднань.**

*а) Розрахунок з'єднань клинковою врізною шпонкою*

В результаті запресування шпонки на робочих гранях мають місце напруження зминання  $\sigma_{зм}$ .

В не навантаженому обертальним моментом з'єднанні (рис. 17.5, а), ці напруження рівномірно розподіляються по ширині шпонки  $b$ .

Під навантаженням епюра перетворюється в трапецевидну, а потім в трикутну (рис. 17.5, б), що є граничним випадком, оскільки відповідає початку розкриття стику з правого боку шпонки.

Рівнодійна напружень зминання  $F$  дорівнює об'єму просторової епюри напружень зминання:

$$F = \frac{1}{2} \sigma_{зм} b l, \quad (17.3)$$

де  $l$  – активна довжина шпонкового з'єднання.

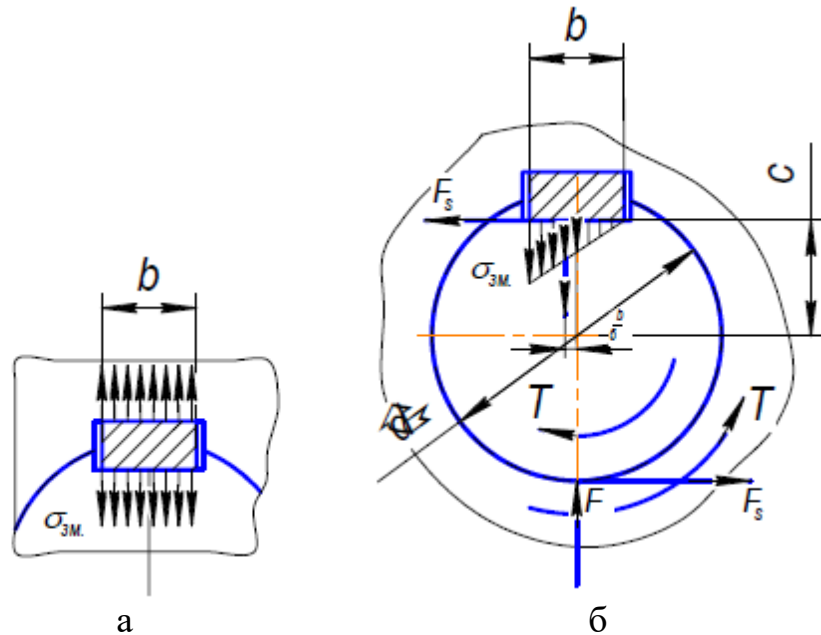


Рис. 17.5. Епюри напружень зминання

Лінія дії сили  $F$  проходить через центр ваги трикутної епюри.  
Умова рівноваги валу має вигляд:

$$T = F \frac{b}{6} + F_s \frac{d}{2} + Fc.$$

Враховуючи, що сили тертя  $F_s = F \cdot f$ ;  $c \approx \frac{d}{2}$ , маємо:

$$T = F \left( \frac{b}{6} + fd \right). \quad (17.4)$$

Підставляємо в (17.4) значення  $F$  згідно з (17.3) і обчислюючи  $\sigma_{зм}$ , запишемо умову міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{12T}{bl(b+6fd)} \leq [\sigma]_{зм},$$

де  $[\sigma]_{зм} = 80 \dots 100$  МПа.

б) Розрахунок з'єднання клинковою шпонкою на лисці.

Розрахунок виконується за тими самими залежностями, що й для врізних клинових шпонок.

в) Розрахунок з'єднань фрикційною шпонкою.

Припускають, що в навантаженому з'єднанні напруження зминання залишаються рівномірно розподіленими на робочих гранях шпонки (рис. 17.6).

Умова рівноваги валу:

$$T = F_s d = F f d = \sigma_{зм} b l f d,$$

де  $l$  – довжина робочої грані шпонки, на якій вона контактує з маточиною.

Звідси умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{b l f d} \leq [\sigma]_{зм},$$

де  $[\sigma]_{зм} = 70 \dots 80$  МПа.

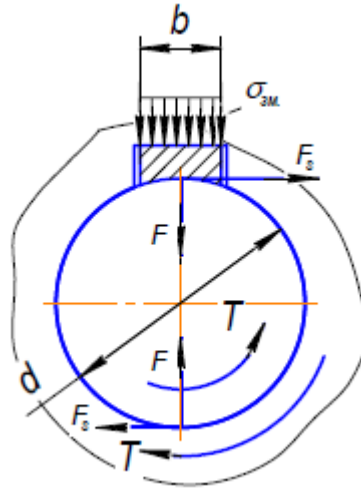


Рис. 17.6. Епюра навантаження фрикційної шпонки

г) Розрахунок з'єднання циліндричною шпонкою (рис. 17.7).

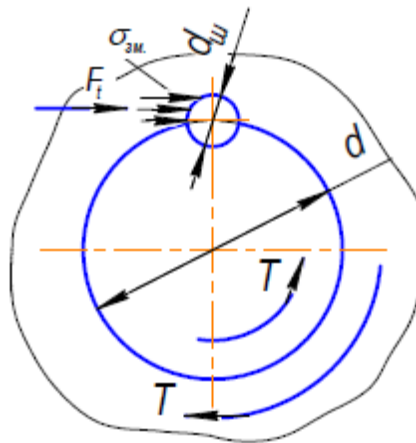


Рис. 17.7. Епюра навантаження циліндричної шпонки

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм}$$

Враховуючи, що колова сила  $F_t = \frac{2T}{d}$ , а розрахункова площа зминання  $A_{зм} = \frac{d_{ш}}{2} l$ , де  $l$  – довжина шпонки, одержимо:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d d_{ш} l} \leq [\sigma]_{зм},$$

де  $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120$  МПа.

Якщо умова міцності не виконується, то ставлять дві або три шпонки, зміщені відповідно на кут  $180^\circ$  або  $120^\circ$ .

#### Контрольні питання до теми:

1. Види шпонок.
2. Конструкція з'єднання призматичною шпонкою.
3. Конструкція з'єднання сегментною шпонкою.
4. Розрахунок шпонкового з'єднання.

## ТЕМА 18. ШЛІЦОВІ (ЗУБЧАСТІ) З'ЄДНАННЯ

### 18.1. Загальна характеристика. Класифікація

Зубчасті з'єднання утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізаються на поверхнях валу та отвору маточини деталі, яка з'єднується з валом.

За формою профілю зубців розрізняють три типи з'єднань:

- прямокутні;
- евольвентні;
- трикутні.

З'єднання з *прямокутним профілем* (рис. 18.1) виготовляються із центруванням за зовнішнім діаметром  $D$ , за внутрішнім діаметром  $d$  і за бічними гранями зубців  $b$ .

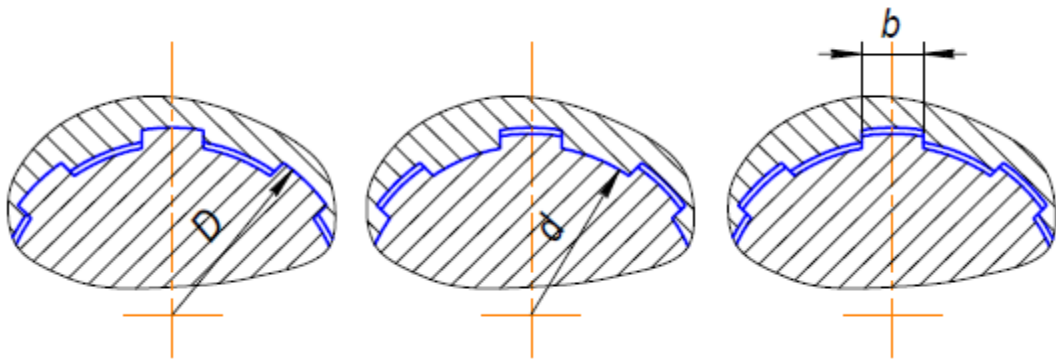


Рис. 18.1. З'єднання з прямокутним профілем

Центрування за діаметром забезпечує більш високу точність з'єднання. Центрування за бічними гранями зубців – більш рівномірний розподіл навантаження на зубці.

За стандартом передбачається з'єднання трьох серій: легкої, середньої, важкої. З переходом від легкої до важкої серії при тому ж діаметрі  $d$  зростає діаметр  $D$ , кількість зубців  $z$ , а значить і обертальний момент, який може передавати з'єднання.

Умове позначення з'єднання:  $D(d) - z \times d \times D \times b$ . Наприклад:  $z = 8$ ,  $d = 56$  мм,  $D = 62$  мм,  $b = 10$  мм, центрування за зовнішнім діаметром, посадки  $D \frac{H8}{h7}$ ,  $b \frac{F10}{h9}$ :

$$D - 8 \times 56 \times 62 \frac{H8}{h7} \times 10 \frac{F10}{h9}.$$

З'єднання з *евольвентним профілем* виготовляються із центруванням по бічних сторонах зубців, внутрішньому або зовнішньому діаметрах. За стандартом кут профілю початкового контуру зубців  $\alpha = 30^\circ$ . За номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр  $D = m(z + 1,0 + 2x)$ , де  $m$  – модуль з'єднання,  $x$  – коефіцієнт зміщення початкового контуру.

Позначення з'єднання з  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм, центруванням по бічних сторонах зубів із посадкою  $\frac{H9}{g9}$ :

$$50 \times 2 \times \frac{H9}{g9}.$$

З'єднання з трикутним профілем виготовляються із центруванням тільки по бічних сторонах зубів. З'єднання не стандартизовані. Кут профілю зубів становить 60, 70 або 90°. Використовується як не рухомі з'єднання, при обмежених габаритних розмірах за діаметрами.

Найбільш розповсюджені з'єднання з прямокутним профілем зубів.

З'єднання з евольвентним профілем зубів більш технологічні і здатні передавати більші навантаження.

Прямокутні і евольвентні з'єднання можуть бути рухомими і не рухомими.

Переваги зубчастих (шліцевих) з'єднань порівняно з шпонковими:

- можливість передачі більших обертальних моментів завдяки значно більшій поверхні контакту зубів і більш рівномірному розподіленню навантаження;
- більш точне центрування деталі на валу;
- краще направлення деталей при їх переміщенні уздовж валу.

У більшості випадків зовнішній діаметр  $D$  з'єднання визначається з розрахунку валу на міцність та жорсткість. При визначенні довжини  $l$  з'єднання керуються співвідношенням  $\frac{l}{D} \leq 1,5$ .

## 18.2. Розрахунок шліцевих з'єднань

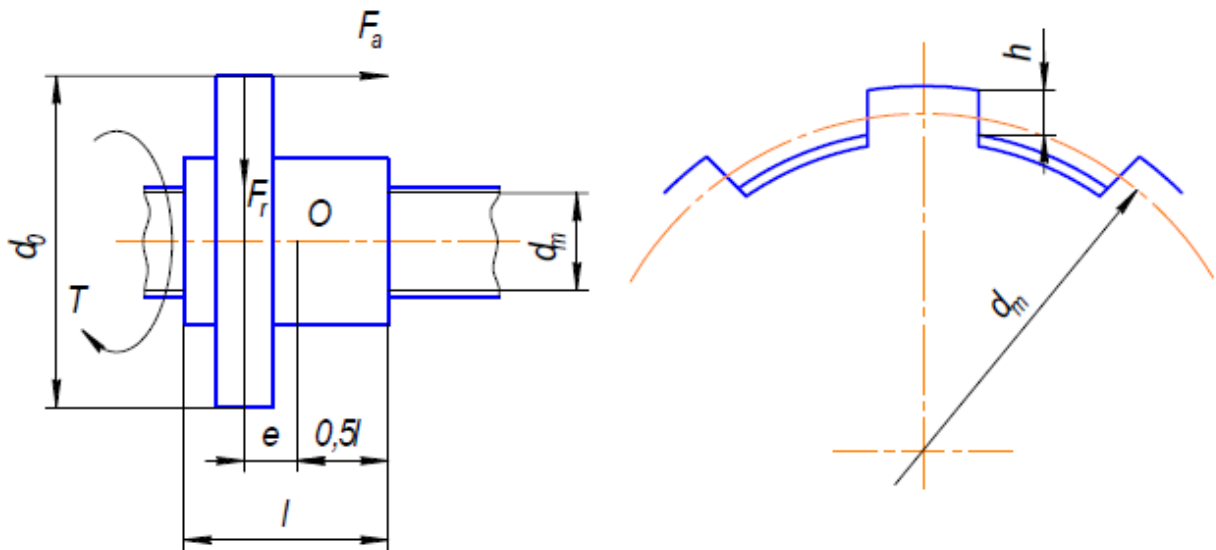


Рис. 18.2. Навантаження шліцевого з'єднання

$d_m$  – середній діаметр з'єднання;

$h$  – висота робочої поверхні контакту зубів.

Основний розрахунок – на зминання та спрацювання робочих поверхонь зубів.

Корозійно-механічне спрацювання виникає через мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій валу і зазорів.

**З'єднання, навантажене обертальним моментом  $T$**

Колова сила:

$$F_r = \frac{2T}{d_m}$$

Розрахункова площа:

$$A_{зм} = hlz\xi,$$

де:

$l$  – довжина з'єднання;

$z$  – число зубців;

$\xi = 0,75 - 0,8$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубі.

Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_m hlz\xi} \leq [\sigma]_{зм}.$$

Питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь осі валу:

$$S_F = h \frac{d_m}{2} z.$$

Остаточно отримаємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{S_F l \xi} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (18.1)$$

Допустиме напруження, що запобігає зминанню і спрацюванню зубців:

- 1)  $[\sigma]_{зм} = 10 \dots 20$  МПа – рухомі з'єднання з загартованими поверхнями;
- 2)  $[\sigma]_{зм} = 80 \dots 100$  МПа – нерухомі з'єднання з незагартованими поверхнями;
- 3)  $[\sigma]_{зм} = 110 \dots 130$  МПа – нерухомі з'єднання з загартованими поверхнями.

**З'єднання, навантажене обертальним моментом  $T$ , радіальною  $F_r$  і осьовою  $F_a$  силами.**

Розрахунок проводиться згідно з ГОСТ 21425-75.

Умовні напруження за формулою (18.1) при  $\xi = 1$ :

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{S_F l} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (18.2)$$

$\sigma \leq [\sigma]_{зм}$  – умовне допустиме напруження зминання.

$\sigma \leq [\sigma]_{сп}$  – умовне допустиме напруження на спрацювання.

### **Контрольні питання до теми:**

1. Типи шліцьових з'єднань.
2. Застосування шліцьових з'єднань.
3. Особливості розрахунку шліцьових з'єднань.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х книгах / В.И. Анурьев. – 5-е изд. – М. : Машиностроение, 1979.
2. Берюзовский Ю.Н. Детали машин / Ю.Н. Берюзовский и др. – М. : Машиностроение, 1983. – 384 с.
3. Биргер И.А. Расчеты на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 640 с.
4. Боков В.Н. Детали машин : атлас / В.Н. Боков, Д.В. Чернилевский, П.П. Будько ; ред. В.М. Журавель. – М. : Машиностроение, 1983. – 164 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 368 с.
6. Детали машин : Атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 367 с.
7. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. / П.Ф. Дунаев. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1985. – 416 с.
8. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К. : Высш. шк., Главное изд., 1982. – 351 с.
9. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств : справочник / В.А. Заплетохин. – Л. : Машиностроение, 1990. – 669 с.
10. Иванов М.П. Детали машин / М.П. Иванов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.
11. Орлов П.И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие в 2-х кн. / П.И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1988.
12. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице. – К. : Вища шк., 1993. – 556 с.
13. Подшипники качения : справочник-каталог / ред. В.Н. Нарышкин, В.В. Коросташевский. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
14. Поляков В.С. Муфты / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1973. – 336 с.
15. Расчет деталей машин на ЭВМ / ред. Д.Н. Решетов, А.С. Щувалов. – М. : Высш. шк., 1985, – 368 с.
16. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л. : Политехника, 1991. – 384 с.
17. Стаценко В.Є. Деталі машин. Проектування елементів механічного приводу : навчальний посібник / В.Є. Стаценко, В.Г. Сніцар, С.С. Чайковський. – Житомир : ЖДТУ, 2008. – 476 с.
18. Стаценко В.Є. Курсове проектування механізмів і деталей автомобілів : навчальний пос. для вузів за спец. «Автомобілі і автомобільне господарство» / В.Є. Стаценко, С.С. Чайковський. – Житомир : ЖІТІ, 2002. – 247 с.
19. Стаценко В.Є. Курсове проектування та розрахунок передач гнучким зв'язком (з використанням елементів САПР) : навчальний посібник для студентів вузів / В.Є. Стаценко. – Житомир : ЖДТУ, 2003. – 224 с.
20. Деталі машин. Курсове проектування : навч.-метод. посібник / Г.О. Райковська, В.Д. Головня. – Житомир : ЖДТУ, 2016.
21. Головня В.Д. Деталі машин. Лабораторні роботи : методичні вказівки / В.Д. Головня. – Житомир : ЖДТУ, 2016. – 46 с.