

**Міністерство освіти і науки України**  
**ВСП « Ковельський промислово-економічний фаховий коледж**  
**Луцького національного технічного університету»**



**КОНСТРУЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**Конспект лекцій**

**(Розділ І. Загальні відомості про конструювання.**  
**Розділ ІІ. Конструювання механічних передач)**

для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший  
бакалавр спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
денної форми здобуття освіти

Ковель, 2025

УДК

До друку \_\_\_\_\_ Надія КОВАЛЬЧУК.

Перший проректор. Голова Навчально-методичної ради ЛНТУ

Затверджено Навчально-методичною радою ЛНТУ,

протокол № \_\_\_\_\_ від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 року

Затверджено до видання методичною радою ВСП «КПЕФК ЛНТУ»

протокол № \_\_\_\_\_ від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 року

Голова методичної ради ВСП «КПЕФК ЛНТУ»

\_\_\_\_\_ Олена ГОНЧАРЕНКО

Розглянуто і схвалено на засіданні циклової комісії з галузевого машинобудування ВСП «Ковельський промислово-економічний фаховий коледж ЛНТУ», протокол № \_\_\_\_\_ від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 року.

Голова циклової комісії \_\_\_\_\_ Денис РУСАКОВ

Укладач: \_\_\_\_\_ Олександр СИМОНІК, викладач ВСП «КПЕФК ЛНТУ»

Рецензент: \_\_\_\_\_ Степан БАБАРИКА, к.т.н., викладач ВСП «КПЕФК ЛНТУ»

Відповідальний за випуск: \_\_\_\_\_ Леся ПРОКОПЧУК, методист ВСП «КПЕФК ЛНТУ»

Конструювання деталей машин [Текст]: конспект лекцій для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр спеціальності 133 Галузеве машинобудування денної форми навчання/уклад. Олександр СИМОНІК. – Ковель: ВСП «КПЕФК ЛНТУ», 2025. – 84 с.

Видання містить лекційний матеріал освітнього компонента Конструювання деталей машин. Вони направлені на формування у здобувачів освіти загальних й спеціальних компетентностей, які формують результати навчання згідно з освітньо-професійною програмою підготовки фахового молодшого бакалавра з галузевого машинобудування.

Призначене для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр денної форми здобуття освіти.

© О.Симонік, 2025

## Вступ

Машинобудування завжди було і залишається провідною серед інших галузей промисловості. Це пояснюється тим, що всі процеси в матеріальному виробництві, на транспорті, будівництві, в сільськогосподарському виробництві пов'язані з використанням машин. Конструкції машин безперервно вдосконалюються згідно з вимогами експлуатації та виробництва, а також на основі можливостей, що виявляються з розвитком науково-технічних досліджень, появою нових матеріалів і способів надання їм потрібних форм та властивостей.

Для вирішення завдань впровадження нової техніки здобувач освіти повинен мати ґрунтовні знання і професійні якості. Він повинен володіти методами конструювання та розрахунку типових вузлів та механізмів технічних об'єктів галузевого машинобудування, виконувати конструкторські розрахунки окремих елементів вузлів та машин (розрахунки на міцність, жорсткість, стійкість, витривалість), знати методи виготовлення її складових частин, матеріалу, із якого вона виготовляється, принцип взаємодії частин, надійність, економічність, пропонувати зміни в конструкторську та технологічну документацію.

Такі знання дозволяють правильно і грамотно проектувати та експлуатувати сучасну техніку.

# Розділ I

## Загальні відомості про конструювання

### Тема №1. Загальна характеристика освітнього компонента

#### План

1.1. Вступ. Зміст і значення освітнього компонента.

1.2. Поняття про деталі, машини та механізми.

#### 1.1. Вступ. Зміст і значення 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 чотириступінчасту 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, 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.

У курсі розглядаються основні методи розрахунку і конструювання типових деталей машин, тобто таких деталей, що зустрічаються в різних машинах поза залежністю від призначення і конструкції останніх. Це в основному деталі з'єднань – болти, гвинти, шпонки і деталі передач – зубчасті колеса, осі, вали і т.п.

Лише загальний розвиток машинобудування й успіхи, досягнуті в області загальної механіки, теорії механізмів і опору матеріалів, привели до створення нової самостійної загально-технічної дисципліни «Конструювання деталей машин».

Проектування – це процес створення машини на базі наукової та технічної інформації. Результатом процесу проектування є проект, тобто технічна документація для виготовлення машини.

Конструювання – це створення конструкції машини згідно з проектом. Конструкція – це будова машини, взаємне розміщення її частин і елементів згідно із їх призначенням. Конструкція машини визначає характер взаємодії частин і елементів машини, спосіб з'єднання цих елементів, матеріал деталей машин тощо.

Завданням проектування та конструювання є створення таких машин, які відповідають потребам народного господарства, дають максимальний економічний ефект при їх використанні і мають високі техніко-економічні та експлуатаційні показники.

У залежності від призначення машини мають найрізноманітніший пристрій, особливо великою різноманітністю відрізняються машини-знаряддя. Число різних машин, що виконують різноманітні роботи, важко піддається обліку; у міру розвитку техніки число їх безупинне росте. Машини завойовують усі нові і нові області застосування і безупинно удосконалюються.

Курс має на увазі вивчення пристрою, умов роботи і визначення основних розмірів частин машин, що найбільше часто зустрічаються в машинах різного призначення; вивчення деталей групи «а» відноситься до спеціальних курсів. Основна мета, що переслідується вивченням курсу, – ознайомити майбутніх інженерів із принципами розрахунку і конструювання деталей машин і нескладних вузлів. Конструювання полягає у виконанні проекту чи деталі вузла машини з визначенням матеріалу, розмірів і точності обробки – окремих частин.

Завдання конструктора полягає в тому, щоб вибрати таку спрощену схему, що була б доступна розрахунку й у той же час найбільше близько відповідала б дійсним умовам роботи деталі.

Виготовлення на одному підприємстві різноманітних машин вимагає застосування великої кількості креслень, моделей, пристосувань, інструментів, верстатів і ін., що збільшує вартість продукції, що випускається; більш того, виробу навіть одного роду не будуються довільних

розмірів, а для них установлюються нормалізовані розміри. Нормалізацією окремих частин машин досягається можливість швидкої заміни зношених частин, що створює сприятливі умови для експлуатації. Нормалізація ряду найбільше часто застосовуваних деталей, наприклад болтів, шпонок, заклепок і т.п., а також розмірів елементів конструкцій діаметрів валів, різьблення і т.д., - проведена в масштабі багатьох держав: на ці деталі в Україні також розроблені державні стандарти (ДСТУ), якими повинний керуватися конструктор у своїй практичній роботі. Такі основні задачі і вимоги, що ставляться при проектуванні деталей машин.

## **1.2. Поняття про деталі, машини та механізми.**

**Деталь машини (деталь)** — виріб, виготовлений з однорідного за найменуванням і маркою матеріалу, без використання складальних операцій (складова частина механізму, машини і т. ін.). Наприклад: валик з одного шматка металу, литий корпус; пластина з біметалевого аркуша; друкована плата; маховичок із пластмаси (без арматури); відрізок кабелю або проводу заданої довжини, а також ці ж вироби з покриттями (захисними або декоративними), незалежно від виду, товщини і призначення покриття, або виготовлені із застосуванням місцевого зварювання, паяння, склеювання, зшивання і т. п. Зокрема, гвинт із хромуванням; трубка, спаяна чи зварена з одного шматка листового матеріалу; коробка, склеєна з одного шматка картону.

В окремих випадках *під деталлю розуміють елемент машини, що представляє собою одне ціле і не може бути розібраним на простіші складові без руйнування.*

**Деталі та складальні одиниці (вузли) загального та спеціального призначення.** Серед великої різноманітності деталей і вузлів машин виділяють такі, які застосовують майже у всіх машинах (*болти, вали, муфти, механічні передачі і т. п.*). Ці деталі (вузли) називають **деталлями загального призначення**. Усі інші деталі (*поршні, лопатки турбін, весельні гвинти і т. п.*) відносяться до **деталей спеціального призначення**.

### **Класифікація деталей загального призначення.**

Усі деталі, з яких складаються машини, умовно можна поділити на декілька груп:

- *несучі та напрямні деталі* (станини, основи, плити, рами, консолі, корпуси тощо);
- *деталі для підтримування деталей*, що здійснюють обертальний рух (корпуси ротаційних машин — турбін, насосів, електродвигунів, корпуси редукторів, коробок передач, варіаторів);
- *деталі для забезпечення обертального руху предметів оброблення* (шпинделі, опори, планшайби, столи, обертові колони тощо);
- *деталі для забезпечення передавання руху та зусиль (моментів)* (вали, зубчасті колеса, зірочки, шків, муфти тощо);
- *пружні елементи* (ресори, пружини, подушки, гумові деталі різного призначення тощо);
- *захисні деталі* (кожухи, екрани, козирки тощо).

Окрему групу складають так звані *нормалізовані деталі*, які виготовляються на спеціалізованих підприємствах: підшипники кочення, кріпильні деталі (болти, гвинти, гайки, шпонки) та багато інших.

**З точки зору застосування і поширення** в машинобудуванні деталі можна розділити на групи:

- *стандартні* — це деталі, виготовлені відповідно до державних, галузевих стандартів або стандартів підприємства;
- *уніфіковані* — це деталі, запозичені з іншого виробу, тобто раніше спроектовані як оригінальні;
- *оригінальні* — деталі, сконструйовані для певної машини, вони, як правило, раніше не проектувалися і не виготовлялися.

**Машина** – штучний механічний пристрій із узгоджено працюючими частинами, що виконує певний доцільний рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації. Машини поділяють залежно від виконуваних функцій на:

- 1 – електричні (двигуни, генератори);
- 2 – технологічні або робочі (верстати, вантажопідйомні та транспортуючі машини);
- 3 – обчислювальні машини.

Машина складається з послідовно з'єднаних ланок, які виконують задані рухи, і кожна машину можна назвати механізмом, але не всякий механізм може бути названий машиною. Машини складаються з деталей та вузлів.

**Механізм** (грец. *μηχανή* *teschané* — машина) — система тіл, що призначена для перетворення руху одного або декількох тіл у потрібний рух інших тіл. Механізм складає основу більшості машин і застосовується в різноманітних технічних об'єктах. Механізм, що призначений для перетворення обертових чи прямолінійних рухів в обертові (і навпаки), називається механічною передачею. У залежності від виду ланок розрізняють зубчасті, важільні, фрикційні, ланцюгові, пасові передачі.

### **Контрольні питання**

1. Назвіть єдину чотириступінчасту структуру підготовки інженера?
2. Роз'ясніть зміст поняття «конструювання» та «проектування» ?
3. Назвіть основні задачі і вимоги, що ставляться при проектуванні деталей машин?
4. Що таке «деталь» машини, застосування та поширення.
5. Роз'ясніть зміст поняття «машина» ?
6. Що таке «механізм» та його призначення?

## Тема № 2. Основні критерії працездатності і розрахунку деталей машин

### План

- 2.1. Навантаження в машинах.
- 2.2. Критерії працездатності деталей машин.
- 2.3. Критерії надійності деталей машин.

#### 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 простори 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, кріпильних 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 перемінних навантажень.

**Статична міцність.** Відповідний розрахунок виконують в тому випадку коли має місце статичне навантаження деталі і умова міцності записується у вигляді

$$\sigma = [\sigma], \text{ чи } \tau = [\tau],$$

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 урахувати й 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 – деталі руйнування (межа витривалості –  $\sigma_B$ ) матеріалу –  $\sigma_T$ )

За допустимі напруження варто приймати напруження менші за

граничні,

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\max}}{n},$$

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.

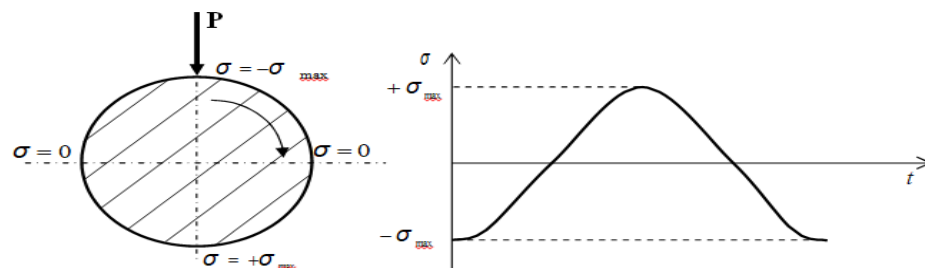


Рис. 2.1 Зміна напруженого стану матеріалу вала.

Оцінку міцності деталі (вала) 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.

На міцність деталі значно впливають «концентратори напружень», тобто, зміна геометрії (шпоночці канавки, отвори, місця переходу діаметрів і т.д.), 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 перевіірочні розрахунки.

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

Перевіірочний 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 фактора до деформації, викликаной 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

$$C = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2}.$$

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 зношуванням. 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 актуальним.

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 і т.п.);
- автоколивання, які виникають внаслідок збуджуючої сили визвано самими коливаннями (фрикційні автоколивання, визвано зниженням сил тертя з зростом швидкості).

### **2.3.Критерії надійності деталей машин.**

Надійність деталей машин суттєво залежить від того, наскільки близько режим роботи деталей по напруженням, швидкостям і температурам до граничних, тобто від запасів по основним критеріям працездатності.

**Надійність** – властивість виробу виконувати в деякий період часу свої функції, зберігаючи експлуатаційні показники. Надійність виробів обумовлюється їх безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю та здатністю зберігатися.

**Безвідмовність** – властивість зберігати працездатність за період заданого терміну роботи без вимушених переривів.

**Довговічність** – властивість виробу зберігати працездатність до граничного стану з необхідними параметрами для ремонту і технологічного обслуговування.

**Ремонтпридатність** – придатність виробу до попередження, знаходження та усунення відказів та несправностей способом проведення технічного обслуговування і ремонту.

**Здатність зберігатися** – властивість виробу зберігати відповідні експлуатаційні показники після встановленого терміну зберігання і транспортування.

### ***Контрольні питання до теми №2***

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)?*
6. *Надійність і чим вона обумовлюється?*

### **Тема №3. Матеріали для виготовлення деталей машин**

#### **План**

3.1. Вибір конструкційних матеріалів.

3.2. Термічна і хіміко-термічна обробка деталей .

#### **3.1. Вибір та вимоги конструкційних матеріалів.**

Вибір конструкційних матеріалів є відповідальним етапом проектування. Правильно вибраний матеріал деталей у значній мірі визначає рівень працездатності машини. При виборі конструкційного матеріалу враховують такі фактори:

відповідність властивостей матеріалу головному критерію працездатності; вимоги до маси, габаритів деталі; вимоги, пов'язані з призначенням деталей, умовами їх експлуатації, наприклад, фрикційні властивості, антикорозійність тощо; відповідність конструктивної форми технології обробки деталі; естетика, вартість і дефіцитність матеріалу і т.п. Наприклад, вали та осі, розміри яких визначаються міцністю і жорсткістю, потрібно виготовляти з матеріалу з високим модулем пружності.

У вузлах, працездатність яких визначається зносостійкістю деталей, одна з них повинна мати вищу твердість робочої поверхні, а іншу потрібно виготовляти з антифрикційного матеріалу (в підшипниках і напрямних ковзання, в передачах черв'ячних, гвинт-гайка) або із фрикційного матеріалу (у фрикційних передачах, муфтах).

При конструюванні в основному використовують чорні метали: чавуни, сталі. Це пояснюється їх високою міцністю, жорсткістю, відносно невеликою вартістю. Основні недоліки чорних металів - велика густина і низька корозійна стійкість.

При конструюванні у машинобудуванні для виготовлення деталей машин в основному використовують 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 –  $HB$ ,  $HRC$ ,  $HV$ ), 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 (Х – 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 легованої сталі зміст легуючих елементів (%) позначається цифрами за відповідними буквами. Наприклад, сталь 38Х2Ю (0,38 % С, 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).

**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-залізиста 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, шасі, 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 ( $\sigma_B=170-250$  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  $\sigma_B=350-430$  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  $\sigma_B=800-1500$  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 міцнішими 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. 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. Відносне подовження до руйнування може досягати 500...1000%. Модуль пружності гуми  $E=2,4...9$  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.

### 3.2. Термічна і хіміко-термічна обробка деталей .

З метою надання матеріалам (головним чином стальним 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 напруги; 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 напруги, 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...600C) одержують найбільшу в'язкість при порівняно достатній твердості (207...281 HB), міцності та пружності (використовують для болтів, осей та ін.).

**Поверхнєве загартування** – нагрівання поверхневого шару до температури загартування, а потім швидко 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 – **цементзації, азотування, ціанування** – досягається зміцнення поверхневих шарів. Під час **цементзації** деталей із низьковуглецевих сталей поверхневий шар на глибину 1...2 мм насичують вуглецем. Після цементзації деталі піддають загартуванню і низькому відпусканню, після чого на поверхні виникають напруги 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 35ХМЮА): збільшується твердість (до 1000...1200 HV) – 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...950C) деталі піддають загартуванню з низьким відпусканням. Низькотемпературне ціанування (540...560C), 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 роликми 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 ударяє по поверхні.

Внаслідок наклепу підвищується твердість поверхні, міцність при втомленості (границя витривалості пружин підвищується на 50%, зубців зубчастих коліс зі сталі 40Х – на 20 %). З тією ж метою деталі, які мають циліндричну поверхню, піддають обкатці роликami 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.

### ***Контрольні питання до теми №3***

1. Які фактори враховують при виборі конструкційних матеріалів?
2. Що таке сталь, які бувають сталі?
3. Що таке чавун, види чавунів?
4. Які ви знаєте кольорові метали та сплави на основі їх?
5. Назвіть неметалічні матеріали?
6. Які ви знаєте види термічних операцій?
7. Що таке механічне зміцнення активних поверхонь?

### **Тема №4: Методи стандартизації. Правила оформлення конструкторської документації по ЄСКД**

#### **План**

- 4.1. Уніфікація, агрегатування та взаємозамінність.
- 4.2. Загальні правила забезпечення технологічності конструювання.
- 4.3. ЄСКД.
- 4.4. Види конструкторської документації.

#### **4.1. Уніфікація, агрегатування та взаємозамінність.**

**Уніфікація (техніка)** (від лат. *unus* — один, лат. *facio* — роблю; об'єднання) — найпоширеніший і ефективний метод **стандартизації**, який передбачає приведення об'єктів до однотипності на основі встановлення раціонального числа їх різновидів. Уніфікація сприяє розвитку спеціалізації виробництва, комплексної механізації та автоматизації.

Уніфікація полягає у виборі оптимальної кількості або в раціональному скороченні числа типів, видів, параметрів і розмірів об'єктів однакового чи близького функціонального призначення. Уніфікація спрямована на зменшення числа різновидів об'єктів шляхом комбінування двох і більше їх характеристик.

Об'єктами уніфікації можуть бути різні вироби: матеріали, деталі, вузли, схеми, прилади, пристрої, агрегати, машини.

Уніфікація виробів супроводжується виявленням оптимальних конструкторсько-технологічних рішень та типізацією шляхом комбінування (поєднанням) найбільш вдалих конструкторсько-технологічних рішень.

Мета уніфікації — усунення невиправданого різноманіття виробів однакового призначення і різнотипності їх складових частин і деталей, приведення до можливої одноманітності способів їх виготовлення, збирання, випробувань, обслуговування

тощо. Уніфікація — важливий напрям в розвитку сучасної техніки, комплексний процес, що охоплює питання проектування, технологій, контролю і експлуатації машин, механізмів, апаратів, приладів.

В залежності від сфери проведення робіт з уніфікації розрізняють міжгалузеву уніфікацію, що проводиться в масштабі кількох галузей промисловості, галузеву і заводську, що проводиться в рамках одного підприємства.

В промисловості існують такі види уніфікації продукції:

- *модифікаційна* — уніфікація між базовою моделлю виробу і конструктивними модифікаціями, які виконані на основі базової моделі;
- *внутрішня (розмірно-конструктивна)* — уніфікація між однотипними виробами, що мають різні параметри;
- *міжтипова* — елементи продукції, що відрізняються конструкцією, але подібні за основними параметрами;
- *загальна* — схожа за призначенням продукція, що не має конструктивно-технологічної подібності.

Уніфікація може бути *повною* і *неповною*. При повній уніфікації здійснюється уніфікація всіх елементів за проєктованого або існуючого виробу, при неповній — тільки частини елементів. Повна уніфікація передбачає уніфікацію форми, розмірів та матеріалів. Якщо повна уніфікація неможлива, — проводять неповну, наприклад, уніфікують форму деталі, але не уніфікують розміри і матеріали деталі, а також складальні одиниці (вузли), якщо вони виконують близькі за характером функції.

Наступною формою уніфікації є *агрегативання*, яке полягає у створенні складних технічних виробів на базі уніфікованих елементів (агрегатів, вузлів, деталей певного чи будь-якого функціонального призначення), що мають багатопланове використання.

Основною метою проведення агрегативання є: розширення галузей застосування виробів універсального призначення шляхом створення умов для швидкої заміни її основних робочих частин і перетворення на виріб спеціального призначення; розширення номенклатури і технічних можливостей виробів, що випускаються шляхом виробництва робочих частин різного призначення; забезпечення можливості компонування виробів різного функціонального призначення з уніфікованих елементів.

Агрегативання широко застосовується при створенні машин різного призначення, оскільки дозволяє найраціональніше організувати виробництво і експлуатацію машин. Агрегативання сприяє розширенню області застосування машин через заміну їхніх окремих вузлів і блоків, можливість компонувати машини, прилади, устаткування різного функціонального призначення з окремих вузлів (агрегатів). Цей метод дає змогу також збільшити номенклатуру машин і устаткування, що виробляється за рахунок модифікації їхніх основних типів та утворення різних варіантів виконань.

Агрегативання дозволяє збільшити серійність окремих вузлів, а отже, і знизити вартість їх виготовлення завдяки запровадженню **механізації і автоматизації виробництва**.

Агрегативання значно здешевлює і спрощує своєчасне і безперервне вдосконалення різних машин шляхом зміни конструкції морально застарілих вузлів.

Метод агрегативання покращує експлуатацію і прискорює ремонт машин: при виході з ладу одного з агрегатів час простою машини можна скоротити, замінивши

несправний агрегат справним. Агрегатний метод ремонту, тобто заміна несправних вузлів новими або відремонтованими, є найпоширенішим методом ремонту. Агрегатування використовується в машинобудуванні — при реалізації технологічних процесів з використанням окремих машин і механізмів, що виконують певну сукупність операцій. Розрізняють агрегатування послідовне, паралельне і послідовно-паралельне.

**Взаємозамінність** — придатність об'єкта (машини, приладу, механізму, деталі тощо) до використання замість іншого без змінення для виконання однакових вимог при складанні, ремонті чи заміні.

#### **Повна взаємозамінність**

*Повністю взаємозамінними* називаються деталі і вузли, що встановлюються при складанні без додаткових операцій по обробці, без регулювання та підбору. Повна взаємозамінність можлива тільки коли розміри, форма, механічні, електричні й інші якісні і кількісні характеристики деталей і складальних одиниць після виготовлення знаходяться в заданих межах і зібрані вироби задовольняють технічним вимогам. При повній взаємозамінності спрощується процес складання, а також ремонт виробів, тому що будь-яка зношена чи поламана деталь або складальна одиниця може бути замінена новою (запасною). Повну взаємозамінність економічно доцільно застосовувати для деталей, виготовлених з допусками квалітетів не вище 6-го.

#### **Неповна взаємозамінність**

Іноді для задоволення експлуатаційних вимог необхідно виготовляти деталі і складальні одиниці з економічно не прийнятими чи технологічно важко досяжними допусками. Такий випадок називають *неповною (обмеженою) взаємозамінністю*.

У разі неповної взаємозамінності для одержання необхідної точності складання застосовують:

- *груповий підбір* деталей (селективне складання) — метод складання машин і механізмів, при якому здійснюють відповідний підбір деталей, що працюють у парі. Деталі, які поступають на складання сортують за розмірними групами, всередині яких деталі, що сполучаються (охоплювана і охоплювальна) мають найсприятливіші для з'єднання дійсні розміри;
- *регулювання положення* деяких частин виробів — необхідні характеристики досягаються регулюванням спеціального елемента шляхом зміни місця, положення або введення додаткового елемента;
- *припасування* деталей — для досягнення заданих властивостей конструкції змінюють параметри елемента (заздалегідь призначеного), до необхідних значень для успішного збирання.

По відношенню до об'єкта розрізняють взаємозамінність зовнішню і внутрішню.

**Зовнішня взаємозамінність** — це взаємозамінність покупного виробу:

- *розмірна* — мається на увазі взаємозамінність за розмірами і формою приєднувальних поверхонь;
- *параметрична* — мається на увазі взаємозамінність виробу за експлуатаційними показниками.

Наприклад, в електродвигунах зовнішню взаємозамінність забезпечують за розмірами приєднувальних поверхонь (розмірна), а також, за частотою обертання вала і потужністю (параметрична).

**Внутрішня взаємозамінність** поширюється на деталь, складальні одиниці і механізми, що входять в об'єкт. Наприклад, кулькові підшипники мають повну зовнішню взаємозамінність, оскільки за своїм призначенням і монтажними розмірами взаємозамінні, але разом з тим окремі їхні частини (внутрішні і зовнішні кільця, кульки) не взаємозамінні між собою, оскільки подаються на складання тільки селективно підібраними комплектами, тобто не мають внутрішньої взаємозамінності (окремі частини кулькового чи роликового підшипників не взаємозамінні).

Основні переваги здійснення принципу взаємозамінності у сфері виробництва, експлуатації і ремонту полягають у наступному:

- Спрощуються, прискорюються і здешевлюються проектно-конструкторські роботи із створення нових машин і механізмів, оскільки конфігурація, точність і технічні вимоги до основних елементів стандартизовані (різи, шліци, зубчасті передачі, шпонки, підшипники тощо).
- Завдяки відсутності припасувальних робіт і обробки по місцю складання машин значно спрощується і створюється певний ритм складального процесу, що дає можливість підвищити продуктивність складальних робіт шляхом організації конвеєрного потокового виробництва.
- Спрощується і здешевлюється виготовлення машини в результаті регламентації точності заготовок на всіх стадіях механічної обробки, застосування досконаліших методів контролю і здешевлення складання. Якість продукції стає стабільною, підвищується її надійність.
- Незалежне виготовлення деталей машин створює широкі можливості для кооперації різних виробників, а отже, створює передумови високої спеціалізації виробництва та випуску уніфікованої продукції.

Здешевлюється експлуатація машин за рахунок прискорення ремонту і підвищення його якості.

#### **4.2. Загальні правила забезпечення технологічності конструювання.**

Основа економічності конструкції – її технологічність. Технологічною називають таку конструкцію, яка забезпечує задані експлуатаційні показники при найменших затратах (часу, засобів, праці) на її створення в конкретних умовах даного виробництва. При конструюванні виробів необхідно передбачити можливий метод одержання заготовки кожної деталі, особливості механічної і термічної обробки (а деколи і фарбування), а також складання, тобто враховувати існування зв'язку між конструкцією виробу і технологією її виготовлення.

Основні вимоги до конструкції деталей з точки зору її технологічності:

1. Відповідність конструкції деталі масштабу випуску і умовам виробництва (технології одержання заготовок і механічної обробки) Технологічний процес залежить від об'єму випуску виробів (масштабу виробництва). При одиничному і дрібносерійному виробництві використовують універсальне обладнання, простий інструмент, відсутні спеціальні пристрої. Звідси - зварні деталі простої форми, поковки, одержані ковкою, використання приганяльних операцій під час складання (підрубка, припилювання).

2. При крупносерійному і масовому виробництві – спеціальне обладнання, спеціальні пристрої, спеціальний інструмент, точне литво, штампування,

висаджування, чеканка. Приганняльні операції небажані. Таким чином, існує зв'язок: конструкція виробу – технологія виготовлення – масштаби виробництва, циліндричні і плоскі поверхні і їх комбінації.

3. Раціональний вибір заготовок. Форма заготовки повинна бути найбільш наближена до форми деталі. Основні види заготовок :

- 1) відливки з чавуну, сталі, кольорових металів;
- 2) прокат;
- 3) поковки із сталі (вільна ковка, штамповка);
- 4) пресування;
- 5) зварні з'єднання.

Відливки – для деталей складної форми, точне литво дає ще досить високу точність. При пресуванні і штампуванні - деталі більш складної форми і більш точні, ніж при куванні. При холодному штампуванні і пресуванні – велика продуктивність праці, економічність, точність розмірів, чистота поверхні, часто не потрібно додаткової обробки. Зварювання використовується для виготовлення деталей, елементами яких є листи, штаби, кутники, швелери, двотаври (станіни, рами, шків, барабани).

Використовують комбінацію штампування і зварювання.

4. Задоволення вимог технології механічної обробки. а) створення зручних баз для установки і закріплення деталі в пристрої або на столі верстату. б) забезпечення легкого доступу до оброблювальної поверхні як ріжучого, так і вимірювальних інструментів. в) передбачення виходу інструменту у кінці різання. г) зменшення розмірів оброблювальних поверхонь і раціонально їх розташувати. Оброблювальні поверхні необхідно робити вище не оброблювальних на 3...10 мм.

5. Економний розхід матеріалу. Це досягається раціональним розподіленням матеріалу, введенням ребер жорсткості. В мало навантаженій зоні деталі роблять вікна, виїмки для більш рівномірно навантаження матеріалу. Замість металу – пластмасу, сталі – чавун. Використання збірних конструкцій.

Наприклад, у черв'ячному колесі центр - з чавуну, вінець - із бронзи.

6. Раціональні точність виготовлення і чистота оброблювальної поверхні. Підвищення точності -> підвищення трудомісткості -> підвищення вартості виготовлення.

#### 4.3. ЄСКД.

Єдина система конструкторської документації — комплекс державних стандартів, що встановлюють взаємопов'язані правила, вимоги і норми по розробці, оформленню і обігу конструкторської документації, що розробляється і застосовується на усіх стадіях життєвого циклу виробу.

Основне призначення стандартів ЄСКД полягає у встановленні єдиних оптимальних правил, вимог і норм виконання, оформлення і обігу конструкторської документації, що забезпечують:

Застосування сучасних методів і засобів на усіх стадіях життєвого циклу виробу;

Можливість взаємообміну конструкторською документацією без її переоформлення;

Оптимальну комплектність конструкторської документації;

механізацію і автоматизацію **обробки** конструкторських документів і інформації, що міститься в них;

- необхідну якість виробів;
- можливість розширення уніфікації і стандартизації при проектуванні виробів і розробці конструкторської документації;
- можливість проведення сертифікації виробів;
- скорочення термінів і зниження трудомісткості підготовки виробництва;
- правильну експлуатацію виробів;
- оперативну підготовку документації для швидкого переналагодження діючого виробництва;
- спрощення форм конструкторських документів і графічних матеріалів;
- можливість створення і ведення єдиної інформаційної бази;
- можливість гармонізації стандартів ЄСКД з міжнародними стандартами (ISO, IEC) в області конструкторської документації;
- можливість інформаційного забезпечення підтримання життєвого циклу виробу.

Стандарти ЄСКД поширюються на вироби машинобудування і приладобудування. Область поширення окремих стандартів розширена, що обумовлюється в передмові до них. Комплексом ЄСКД встановлені єдині правила розробки проектно-конструкторської документації. Стандартами, які входять до ЄСКД, визначені:

- види виробів;
- види й комплектність конструкторських документів, стадії розробки конструкторської документації, форми, розміри, порядок заповнення основних написів і додаткових граф до них;
- загальні вимоги до виконання текстових документів і їхньому оформленню;
- правила виконання групових конструкторських документів;
- правила побудови, оформлення технічних умов;
- правила виконання карт технічного рівня і якості;
- порядок узгодження застосування покупних виробів.

#### **4.4. Види конструкторської документації.**

Результатом проектно-конструкторських робіт є технічна документація, що включає в себе сукупність техніко-економічних розрахунків, схем, креслень та інших конструкторських документів, які містять дані про будову і принцип дії, основні параметри кінематики, надійності, економічності та ефективності, а також відомості, необхідні для виготовлення, складання, випробувань і експлуатації. Оформлена відповідно до ГОСТ 2.102-73-ГОСТ 2.109-73 документація і становить закінчений проект розроблюваного виробу.

Система проектування відповідно до стандарту передбачає такі стадії розробки проекту: технічне завдання, технічна пропозиція, ескізний і технічний проекти, розробку робочої документації.

*Технічне завдання* зазвичай, складає замовник і визначає призначення розроблюваного виробу та його техніко-економічні характеристики (продуктивність, швидкість, особливості експлуатації та ін.). У завданні намічається порядок проектування і склад конструкторської документації.

**Технічна пропозиція** представляє собою комплект конструкторських документів (креслення загального вигляду, габаритне креслення, пояснювальна записка, патентний формуляр, карта технічного рівня і т. ін.), які містять техніко-економічне обґрунтування вибору варіанта проектного виробу. Технічна пропозиція після узгодження і затвердження є основним документом для подальшого проектування.

**Ескізний проект** – сукупність конструкторських документів, що містять принципіальні конструкторські рішення прийнятого варіанта і дають загальну уяву про будову і принцип дії виробу. В ескізному проекті подають розрахунки основних параметрів і розмірів.

**Технічний проект** – найбільш відповідальна частина проектування, яка передусе етапу розробки робочої документації. У технічному проекті наводять остаточні технічні і конструкторські рішення. Обов'язковими документами для технічного проекту є креслення загального вигляду, відомість технічного проекту, пояснювальна записка, яка має містити всі необхідні розрахунки на міцність, надійність, точність виготовлення і складання, остаточні техніко - економічні розрахунки.

**Робочу документацію** складають на завершальній стадії конструювання, вона включає розробку конструкторської документації, що необхідна для виготовлення всіх ненормалізованих деталей і складальних одиниць: креслення деталей, складальні і монтажні креслення, специфікації тощо. В процесі розробки робочої документації виконують перевірні розрахунки, вносять корективи за їх результатами, а також розраховують остаточну собівартість виробу.

Наявність всіх проектних стадій не обов'язкова, це залежить від новизни і складності розроблюваного виробу. Нерідко окремі стадії розробки об'єднуються, що призводить до скорочення обсягу проектних робіт.

Види і комплектність конструкторської документації на виробі встановлюються ГОСТ 2.102 - 68.

**Креслення деталі** - графічний документ, що містить зображення деталі і дані для її виготовлення і контролю.

**Складальне креслення** - графічний документ, який містить зображення складальної одиниці (вузла) і дані для її складання і контролю.

**Креслення загального вигляду** - графічний документ, який визначає конструкцію виробу, взаємодію його складових частин і пояснює принцип роботи.

**Габаритне креслення** - графічний документ, який містить контурне зображення виробу з габаритними, монтажними і приєднувальними розмірами.

**Схема** - графічний документ, на якому у вигляді умовних зображень показані складові частини виробу і зв'язки між ними.

**Специфікація** - текстовий документ, який визначає склад складальної одиниці, комплексу чи комплексу.

**Пояснювальна записка** - текстовий документ, який містить опис будови і принцип роботи виробу, обґрунтування технічних і економічних рішень.

Кожен конструкторський документ розробляється на визначеному етапі проектування чи конструювання.

**Розрахунок**-текстовий документ, який містить розрахунки параметрів виробу; часто об'єднується з пояснювальною запискою.

**Інструкція**-текстовий документ, який містить вказівки і правила для

виготовлення або експлуатації виробу.

***Контрольні питання до теми №4***

- 1. Назвіть що таке взаємозамінність та її види?*
- 2. Роз'ясніть зміст поняття «уніфікація» та «агрегування» ?*
- 3. Назвіть основні вимоги до конструкції деталей з точки зору її технологічності?*
- 4. Що таке «ЄСКД» та основне призначення стандартів ЄСКД ?*
- 5. Назвіть види конструкторської документації ?*

## Розділ II

### Конструювання механічних передач

#### Тема №5: Механічна передача, класифікація та основні характеристики.

##### План

- 5.1. Характеристика механічних передач.
- 5.2. Класифікація передач.
- 5.3. Основні характеристики механічних передач.
- 5.4. Визначення потужностей і обертальних моментів на валах приводу.

#### 5.1. Характеристика механічних передач.

Робочі машини приводяться в рух двигунами (в основному електродвигуни). 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 — це механізм для передавання механічної енергії від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху (швидкостей, крутних моментів, видів і законів руху).

Таким чином, загальний схема приводу має вигляд

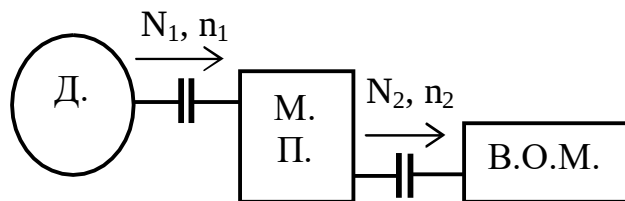


Рис. 5.1 Схема приводу

Отже, пристрій, що служить для передачі потужності  $N$ , кВт від двигуна (Д.) до виконавчих органів машини (В.О.М.) називають механічними передачами (М.П.). Основне призначення механічних передач — це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна. Потреба встановлення механічної передачі між двигуном та робочим органом машини як складової частини приводу диктується такими завданнями:

- для вибору оптимальної швидкості руху;
- для регулювання швидкості руху (збільшення або зменшення);
- для перетворення виду руху: обертального в поступальний (передачі рейкові і гвинт–гайка) і навпаки (кривошипно–шатунний механізм);
- для зміни напрямку руху (реверсування);
- для зміни обертальних моментів і зусиль при русі;
- для передачі потужності на відстань.

## 5.2 Класифікація передач.

Передачі обертового руху, у свою чергу, ділять за принципом роботи на:

- передачі зачепленням, що працюють без проковзування (зубчасті передачі, черв'ячні передачі, ланцюгові передачі та гвинтові);
- передачі тертям (пасові та фрикційні передачі).

За наявності проміжної гнучкої ланки, що забезпечує можливість розміщувати вали на значних відстанях один від одного, розрізняють:

- передачі із гнучкою проміжною ланкою (пасові і ланцюгові передачі);
- передачі безпосереднім контактом (зубчасті, черв'ячні, фрикційні передачі та ін.).

За взаємним розташуванням валів механічні передачі бувають:

- з паралельними осями валів (циліндричні зубчасті, ланцюгові, пасові передачі);
- з осями, що перетинаються (конічні зубчасті);
- з мимобіжними осями, що перехрещуються (черв'ячні, гіпоїдні).

За основною кінематичною характеристикою - передавальним відношенням - розрізняють передачі:

- з постійним передавальним відношенням (редуктор);
- із змінним передавальним відношенням (ступінчасті — коробки передач і безступінчасті — варіатори).

Передачі, що перетворюють обертовий рух в безперервний поступний або навпаки, розділяють на передачі:

- гвинт — гайка (ковзання і кочення);
- рейка — рейкова шестерня;
- рейка — черв'як;
- довга напівгайка — черв'як.

## 5.3 Основні характеристики механічних передач.

Прийняті позначення: «ведучий» елемент позначається індексом «1»; «ведений» елемент — індексом «2» (рис. 5.2).

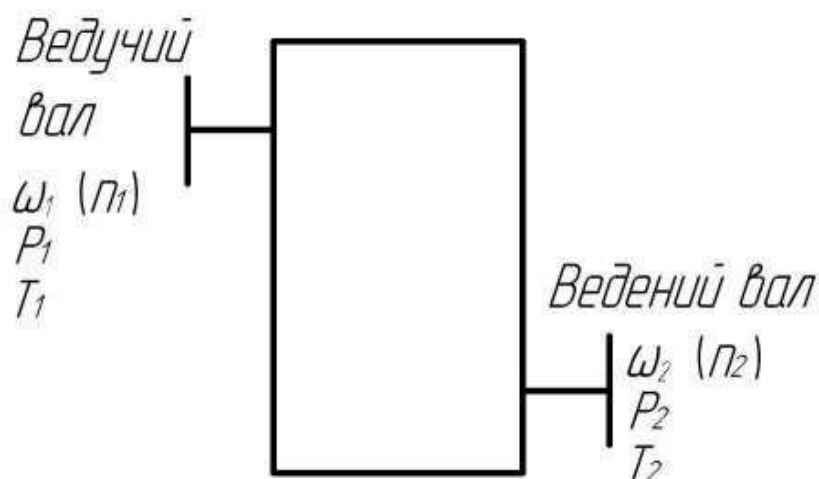


Рисунок 5.2 – Схема механічної передачі обертового руху

Основні кінематичні параметри передачі (рис. 5.2):

- діаметри початкових кіл  $d_1, d_2$ , мм ( $d_1 \neq d_2$ );

- частоти обертання  $n_1, n_2$ ,  $\text{хв}^{-1}$  ( $n_1 \neq n_2$ );
- кутові швидкості  $\omega_1, \omega_2$ ,  $\text{с}^{-1}$  ( $\omega_1 \neq \omega_2$ );
- колові швидкості  $V_1, V_2$ ,  $\text{м/с}$ , ( $V_1 = V_2$ );

Основними характеристиками механічних передач (необхідними і достатніми для виконання проектувального розрахунку) являються потужність на ведучому (вхідному)  $P_1$  і введеному (вихідному)  $P_2$  (кВт) валах; і швидкохідність, яка характеризується кутовими швидкостями  $\omega_1$  і  $\omega_2$  ( $\text{с}^{-1}$ ) на ведучому і веденому валах, або частотами обертання  $n_1$  і  $n_2$  ( $\text{хв}^{-1}$ ) відповідно.

Крім основних розрізняють похідні характеристики – передаточне відношення  $i$  та ККД -  $\eta$ , які визначають відповідно за формулами:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2,$$

Характеристика передаточного відношення застосовується як до одноступінчастої механічної передачі (однієї кінематичної пари), так і до багатоступінчастих механічних передач. Найчастіше застосовується як кінематична характеристика зубчастих, фрикційних передач та редукторів на їх основі а також, гідродинамічних передач.

Механічні передачі з передаточним відношенням більшим за одиницю називають редукторами (понижуючі редуктори), меншим за одиницю — мультиплікаторами. Більшість приводів має у своєму складі передавальні механізми, виконані у вигляді редукторів, які зменшують кутову швидкість вхідної ланки (вала)  $n_1$  до деякого значення кутової швидкості вихідної ланки (вала)  $n_2$ .

$$\eta = P_2 / P_1,$$

Силкові і енергетичні параметри передачі (див. рис. 5.3): колові зусилля  $F_{t1}, F_{t2}$ ,  $H$  ( $F_{t1} = F_{t2}$ );

- момент обертання  $T$ ,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ .

Момент «активний»  $T_2$  збігається з напрямком обертання на веденому елементі й реактивний»  $T_1$  спрямований проти обертання ведучого елементу;

$P_1, P_2$ ,  $\text{кВт}$  ( $P_1 = P_2$  – без урахування втрат на тертя).

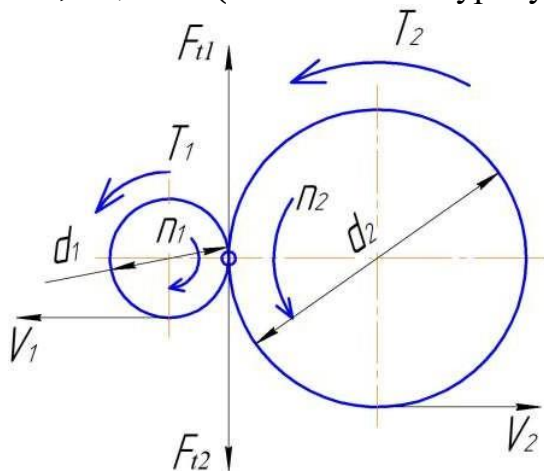


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема передачі обертального руху

В розрахунках використовують відомі залежності, які відображають зв'язок між параметрами передачі: - співвідношення між обертальним момент у  $T$  (Н·м) потужністю  $P$  (кВт) і кутовою швидкістю  $\omega$  (с-1) чи частотою обертання  $n$  (хв.-1) на будь якому валу мають вигляд:

$$T=1000P/\omega=9550 P/ n,$$

- обертальні моменти на сусідніх валах привода (передачі) з урахуванням ККД відрізняються один від одного в передаточне число разів:

$$T_2 = T_1 u \eta,$$

- кутова швидкість вала зв'язана з частотою його обертання залежністю:

$$\omega = \pi n / 30,$$

- потужність  $P$  (кВт), яка витрачається на рух ланки передачі із коловою швидкістю  $V$  (м/с) визначають за формулою:

$$P=10^{-3} FV=10^{-3} T \omega,$$

Передавані потужності (Вт), та кутові швидкості (рад/с), визначають крутні моменти,  $M$  (Н·м) на валах передачі:

$$\text{на ведучому валу } M_1 = P_1 / \omega_1,$$

$$\text{на веденому валу } M_2 = P_2 / \omega_2,$$

Загальний ККД привода визначають як добуток ККД усіх елементів, що входять до його складу:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots,$$

- де  $\eta_1 \eta_2 \eta_3$  – ККД окремих елементів привода, орієнтовні значення яких без врахування збитків у підшипниках.

Передаточним числом називається відношення числа зубців більшого колеса  $z_2$  до числа зубців меншого колеса  $z_1$  :

$$U = z_2 / z_1,$$

Передаточне число на відміну від передаточного відношення завжди додатне та не може бути менш за одиницю. Передаточне число характеризує передачу лише кількісно.

#### 5.4 Визначення потужностей і обертальних моментів на валах привода.

Задачею силового розрахунку являється визначення обертальних моментів, що діють на валах привода.

Для привода, який складається з послідовно з'єднаних передач, зменшення потужності на сусідніх валах в напрямку потоку потужності обумовлене втратами, що відбуваються в розташованих на них передачах, підшипниках, у муфтах тощо. Потужність, яка знімається з валу електродвигуна, відрізняється від номінальної потужності двигуна і дорівнює розрахунковій потужності  $P$  . Загальний ККД привода обчислюється за формулою . Для групового привода слід враховувати ще і заданий на вихідних валах привода відбір потужності.

Якщо потужності на валах привода і їхні частоти обертання відомі, то обертальні моменти на валах визначають за формулою або за співвідношенням.

## Контрольні питання до теми №5

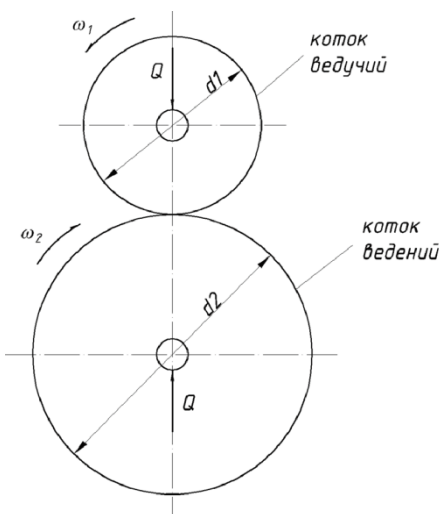
1. Що називається передачею?
2. Для чого застосовуються механічні передачі?
3. Які бувають передачі за характером змінення швидкості?
4. Які бувають передачі за конструкцією?
5. Які бувають передачі за числом ступенів?
6. Які бувають передачі в залежності від розташування осей валів?
7. Якими основними параметрами характеризується механічна передача?
8. Які додатковими параметрами характеризується механічна передача?
9. Що називається передаточним відношенням передачі?
10. Що називається передаточним числом передачі?
11. Чим відрізняються передаточне відношення та передаточне число?
12. Що таке коефіцієнт корисної дії передачі?
13. Які передачі найбільш поширені?

## Тема №6: Фрикційні передачі.

### План

- 6.1. Загальні відомості.
- 6.2. Явище ковзання у контакті котків.
- 6.3. Матеріали та конструкції деталей фрикційних передач.
- 6.4. Циліндричні фрикційні передачі .
- 6.5. Конічні фрикційні передачі .

### 6.1. Загальні відомості.



Найпростіша фрикційна передача (ФП) складається з 2-х котків, притиснутих один до одного деякою силою  $Q$ . Обертання і передача моменту відбувається за рахунок сил тертя.

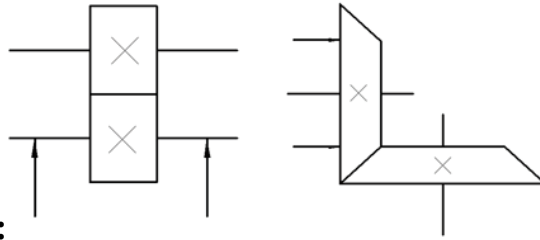
Фрикційні передачі передають обертовий рух, або перетворюють обертовий в поступальний (колесо-рейка, прокатні стани) і навпаки (в приладах – привод стрілки).

Основна кінематична характеристика – передатне відношення  $i = \omega_1/\omega_2$

### Класифікація фрикційних передач.

#### За призначенням:

- з постійним передатним відношенням  $i$
- зі змінним передатним відношенням (варіатори)

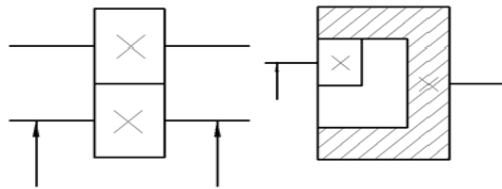


#### **За розташуванням валів:**

- з паралельними осями валів;
- з перетинаючимися осями валів.

#### **За формою поверхні котків:**

- циліндричні;
- конічні;
- кульові;
- торові;
- з клиновим ободом.



#### **За розташуванням точок дотикання:**

- зовнішнього дотикання;
- внутрішнього дотикання.

#### **За способом притискання котків:**

- з постійним;
- з автоматично регульованим.

#### **Переваги фрикційних передач:**

- простота, дешевизна виготовлення;
- плавність, безшумність при високих швидкостях;
- запобігає поломкам елементів машин (проковзування при перевантаженні);
- можливість здійснення безступінчастого регулювання передатного відношення.

#### **Недоліки:**

- несталість передатного відношення;
- потреба застосування натискних пристроїв;
- високе навантаження на вали та опори валів;
- небезпека пошкодження котків при буксуванні.

#### **Застосування:**

ФП з  $i = \text{const}$  використовують рідко, (), переважно в кінематичних ланках приладів, де потрібна плавність рухів, безшумність, безударність включення на ходу та ін., в ковальсько-пресувальному обладнанні. Варіатори використовують як в кінематичних, так і в силових передачах.

Параметри передач:  $i = \omega_1/\omega_2 < 10$ ;  $P < 10$  кВт (рідко  $P < 20$  кВт); к.к.д.  $\eta = 0.90 \dots 0.95$ .

### **6.2. Явище ковзання у контактї котків.**

Ковзання – причина спрацювання котків, зменшення к.к.д., мінливість передатного відношення. Розрізняють три види ковзання: *буксування, пружне ковзання, геометричне ковзання.*

**Буксування** – виникає під час перевантаження передачі. Ведений коток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричиняючи його місцеве спрацювання, вихід з ладу. При проектуванні потрібно передбачити запас зчеплення котків.

**Пружне ковзання** – пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту. Під дією зусиль  $Q$  лінійний контакт перетворюється у контакт по площині **ab**.

Ділянки поверхні ведучого котка 1 наближаються до точки **b** стиснутими, а відходять від точки **a** розтягнутими. На веденому котку, навпаки, ділянки робочої поверхні наближаються від точки **a** стиснутими, а відходять від точки **b** розтягнутими. У межах **ab** відбувається пружне видовження поверхні котка 1 і пружне стискання поверхні котка 2, що спричиняє пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого.  $V_1$ ,  $V_2$  – колові швидкості точок, розміщених на циліндричній поверхні ведучого і веденого котків. Коефіцієнт пружного ковзання котків:

$$\epsilon = V_1 - V_2 / V_1, \quad (1)$$

Коефіцієнт  $\epsilon$  залежить від пружних властивостей матеріалу котків і визначається дослідним шляхом. Для сталевих котків  $\epsilon \approx 0.002$ , для текстоліту-сталі  $\epsilon \approx 0.01$ , для гуми-сталі  $\epsilon \approx 0.03$ .

**Геометричне ковзання** – обумовлене різницею у значеннях швидкостей контактуючих точок ведучого та веденого котків. Колова швидкість точки на поверхні котка 1 однакова по всій його ширині і дорівнює  $V_1$ .

Швидкість  $V_2$  різних точок поверхні колеса 2 змінюється пропорційно відстані від осі.

Рівність  $V_1 = V_2$  досягається для однієї точки лінії контакту  $P$ , що називається *полюсом кочення*.

При холостому ході  $P$  лежить посередині лінії контакту. З навантаженням  $P$  зміщується від середини на деяку відстань. У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання із швидкістю  $V_s = V_1 - V_2$ .

Найдосконалішими є передачі, в яких немає геометричного ковзання.

### 6.3. Матеріали та конструкції деталей фрикційних передач.

Матеріали котків повинні задовольняти такі вимоги: високі модуль пружності  $E$ , коефіцієнт тертя, контактна міцність, зносостійкість.

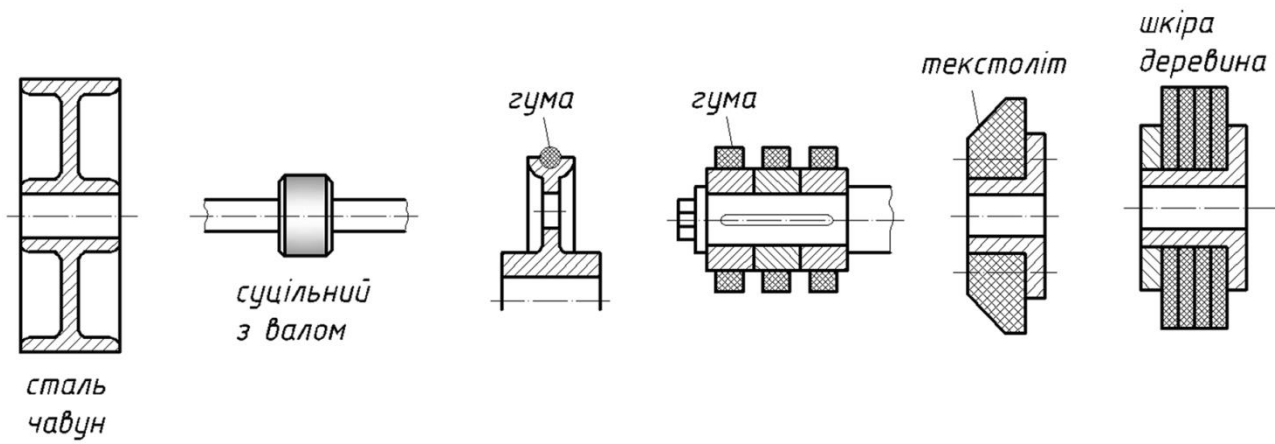
Матеріали пари ведучий – ведений коток:

- 1) загартована сталь – загартована сталь -> висока несуча швидкість, високий к.к.д.; найкраще - сталь ШХ15; для тихохідних передач – 40Х, 40ХН;
- 2) чавун – чавун(або сталь) -> висока несуча здатність, малі габарити;
- 3) текстоліт, фібра – сталь, чавун -> великий коефіцієнт тертя, менша сила притискання, (середньо і мало навантажені передачі);
- 4) шкіра, гума – сталь, чавун -> високий коефіцієнт тертя, мала стійкість проти спрацювання (мало навантажені передачі, передачі в приладах).

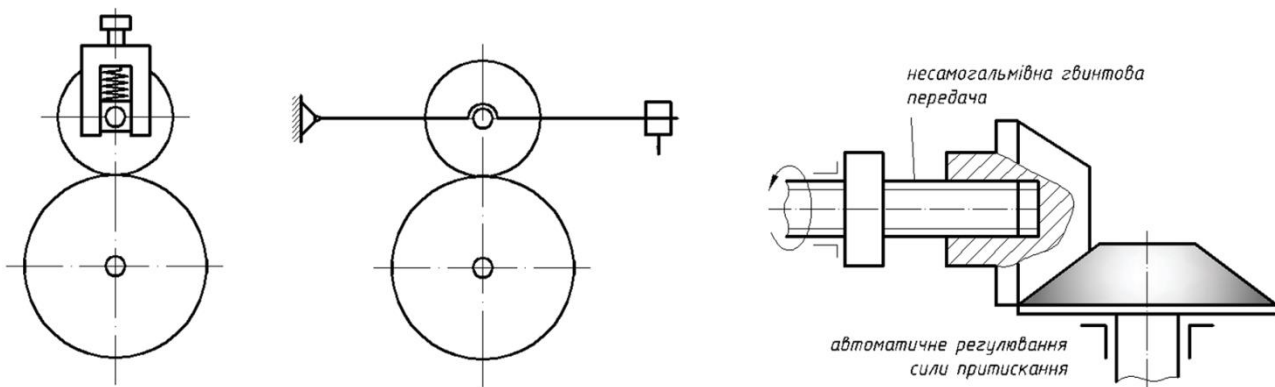
Конструкція котків визначається здебільшого матеріалом. Металеві котки можуть працювати зі змащуванням і без змащування, неметалеві - без змащування.

Ведучий коток – із більш м'якого матеріалу, щоб запобігти місцевому спрацюванню веденого котка при буксуванні.

## Конструкція котків



## Конструкція натискних пристроїв



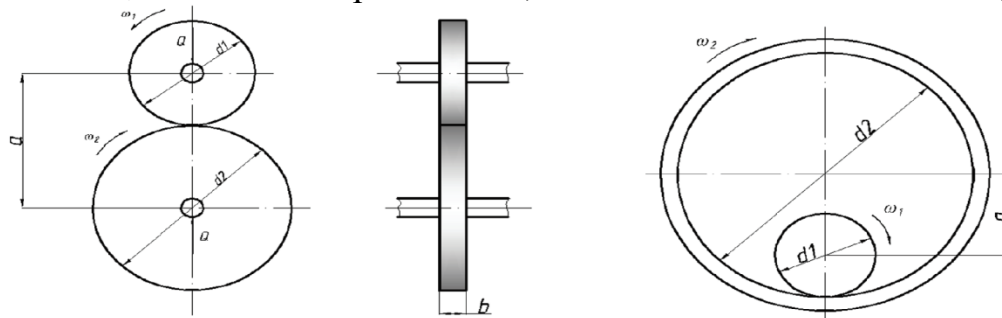
Постійна сила притискання - допустима в передачах, що передають постійне робоче навантаження. Бажано, щоб сила притискання автоматично змінювалась відповідно до навантаження. Довговічність та к.к.д. таких передач більше.

### 6.4. Циліндричні фрикційні передачі .

#### Геометричний розрахунок

Основні розміри:

$d_1, d_2$  — діаметри котків;  $a$  — міжосьова відстань;  $b$  — ширина котків.



$a = 0,5 (d_2 \pm d_1) = 0,5 d_1 (i \pm 1)$ ; «+» - зовнішнє дотикання; «-» - внутрішнє дотикання.

$b = \psi_a a$ ,

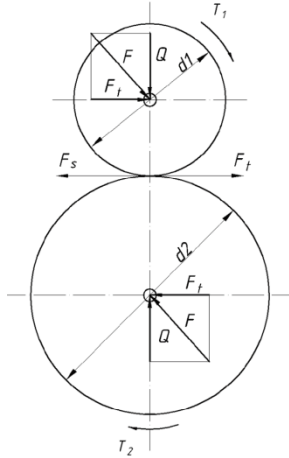
де  $\psi_a = 0,2-0,4$  — коефіцієнт ширини котків. Більші значення — для точних закритих передач.

Менші значення — для менш точних відкритих

### **Кінематичних розрахунків**

Передатне відношення  $i = \omega_1/\omega_2$ ; Кутові швидкості котків  $\omega_1 = 2 V_1 / d_1$ ,  $\omega_2 = 2 V_2 / d_2$ , звідси  $i = V_1 d_2 / V_2 d_1$ . Враховуючи, що  $V_2 = V_1(1 - \epsilon)$ , одержимо  $i = d_2 / d_1(1 - \epsilon)$ .

### **Зусилля в циліндричній фрикційній передачі**



Колова сила  $F_t = 2 T_1 / d_1 = 2 T_2 / d_2$ .

$T_1, T_2$  - обертальні моменти.

Сила тертя  $F_s = Q f$ .

Для запобігання буксуванню, необхідно, щоб  $F_s > F_t$ , або

$F_s = F_t K$ , де  $K$  - коефіцієнт запасу зачеплення котків

$Q = 2 T_1 K / d_1 f$

$K = 1.3 \dots 1.5$  - для силових передач;

$K = 2.5 \dots 3$  - для кінематичних передач.

Під час роботи  $F_s = F_t$

Сили, що діють на вали,  $F = \sqrt{Q} + F_t$

### **Види руйнування котків і критерії їх розрахунку**

В зоні контакту котків виникають значні контактні напруження, які мають циклічний характер (один цикл за один оберт) і спричиняють руйнування поверхні котків.

Металеві котки в умовах змащування - руйнування поверхонь внаслідок втомного викришування. Котки без мастила - руйнування внаслідок нагрівання та відшаровування частинок матеріалу робочої поверхні.

Щоб запобігти руйнуванню металевих котків необхідно обмежити контактні напруження. Робочі поверхні неметалевих котків зазнають спрацювання через значно більше пружне ковзання у зоні контакту. Зменшити спрацювання можна обмеженням тиску на поверхні по довжині контакту. Допустимі контактні напруження і тиски встановлюються на основі досвіду експлуатації передач.

### **Контрольні питання до теми №6**

1. Що називається фрикційною передачею?
2. Які бувають за класифікацією фрикційні передачі?
3. Які бувають передачі за характером змінення швидкості?
4. Які бувають явища ковзання у контакті котків фрикційної передачі?
5. Назвіть матеріали та конструкції деталей фрикційних передач?
6. Які основні розміри геометричного розрахунку?
7. Якими основними кінематичними параметрами характеризується фрикційна передача?
8. Які зусилля виникають в циліндричній фрикційній передачі?
9. Які види руйнування котків?
10. Які передачі найбільш поширені?

## Тема №7: Зубчасті передачі.

### План

7.1. Загальні відомості.

7.2. Класифікація зубчастих передач.

7.3. Геометричні та кінематичні параметри зубчастих передач.

### 7.1. Загальні відомості.

Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, менше з яких називають **шестернею**, а більше – **колесом**. На вінцях (ободах) зубчастих коліс розміщені зубці. Зубці шестерні та колеса входять у зачеплення між собою, завдяки їхній взаємодії забезпечується передача обертального руху від ведучого вала до веденого вала передачі. Ведучою ланкою у знижувальних передачах є шестірня. Параметрам шестірні звичайно надають індекс 1, а параметрам колеса – 2.

Під час роботи зубчастої передачі бічна поверхня зубця ведучого колеса давить на бічну поверхню зубця веденого колеса і навпаки. Тому важливим елементом зубчастого колеса є **бокові робочі поверхні зубців**.

Зубчасті передачі – найпоширеніші передачі в техніці. Їх використовують у:

а) коробках передач, які вважають найбільш досконалими механізмами з точки зору конструювання і технології виготовлення зубчастих коліс;

б) редукторах – закритих передачах, призначених для зниження частоти обертання і підвищення обертального моменту на вихідному валу;

в) відкритих передачах (наприклад, лебідки);

г) важко навантажених механізмах для піднімання та опускання шахтових вагонеток, бурильних труб тощо;

д) годинникових механізмах та приладах, де головне – точність. широкому діапазоні потужностей (від 0,001 Вт до 10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с), розмірів (від часток міліметра до десятків метрів). У курсі конструювання деталей машин розглядають переважно зубчасті передачі редукторів.

### Переваги та недоліки зубчастих передач.

Переваги:

1) висока навантажувальна здатність при малих габаритах;

2) висока надійність;

3) високий ККД ( $\eta \approx 0,97$ );

4) постійність передаточного числа;

5) малі сили, які діють на вали та підшипники;

6) можливість виготовлення коліс з різноманітних металевих і неметалевих матеріалів.

Недоліки:

1) високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;

2) значна жорсткість, яка не дає змоги компенсувати динамічні навантаження;

3) шум під час роботи з великими швидкостями;

4) відсутність самозахисту при перевантаженнях;

5) неможливість безступінчастої зміни передаточного числа.

## 7.2. Класифікація зубчастих передач.

Класифікація зубчастих передач наведена на рис 7.1.

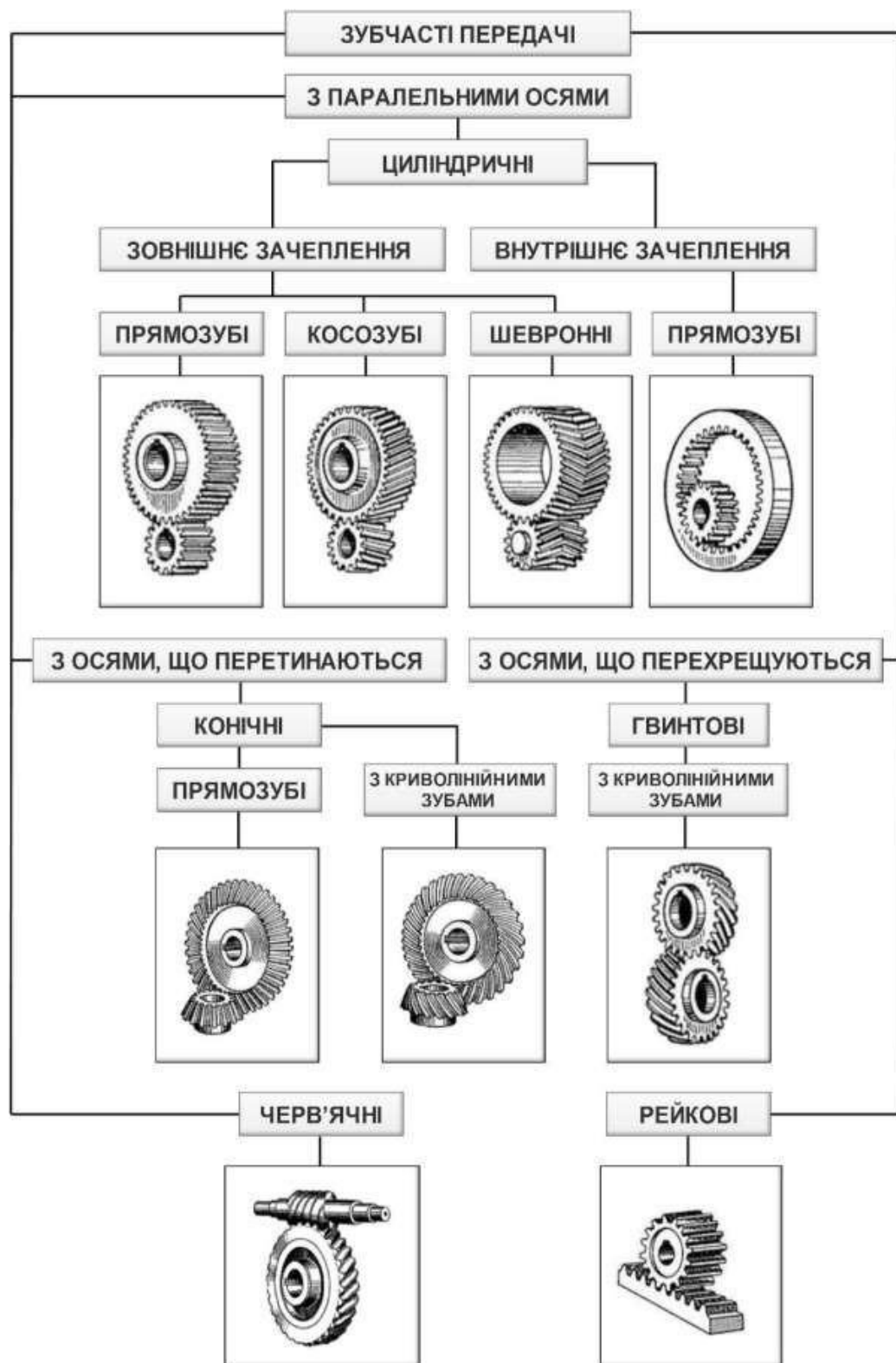


Рисунок 7.1 – Класифікація зубчастих передач

По розташуванню осей валів у просторі (рис. 7.2):

- з паралельними осями (циліндричні) (рис. 7.2,а);

- з осями, що перетинаються (конічні) (рис. 7.2,б);
- з осями, що перехрещуються (гвинтові, черв'ячні) (рис. 7.2,в).

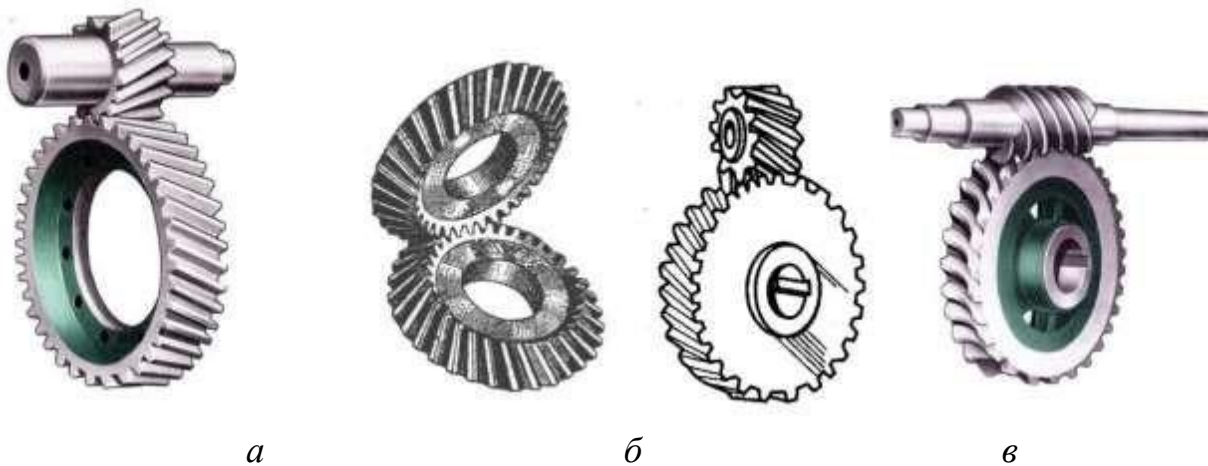


Рисунок 7.2 – По розташуванню осей валів у просторі

По розташуванню зубців на колесах (рис. 7.3):

- зовнішнє (рис. 7.3,а);
- внутрішнє (рис. 7.3,б);
- рейкове зачеплення (рис. 7.3,в).

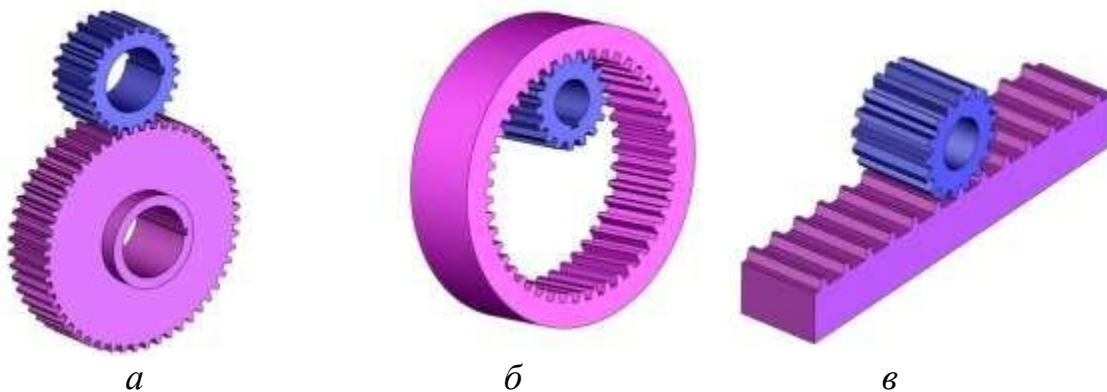


Рисунок 7.3 – По розташуванню зубців на колесах

По розташуванню зубців щодо утворюючих коліс (рис. 7.4):

- прямозубі (рис. 7.4,а);
- косозубі (рис. 7.4,б);
- шевронні (рис. 7.4,в);
- із криволінійними зубцями (рис. 7.4,г).

З перерахованих вище зубчастих передач найбільше поширення мають циліндричні прямозубі й косозубі передачі, як найбільш прості у виготовленні й експлуатації. Конічні передачі застосовують тільки в тих випадках, коли це необхідно за умовами компоновки машини, гвинтові – лише в спеціальних випадках.

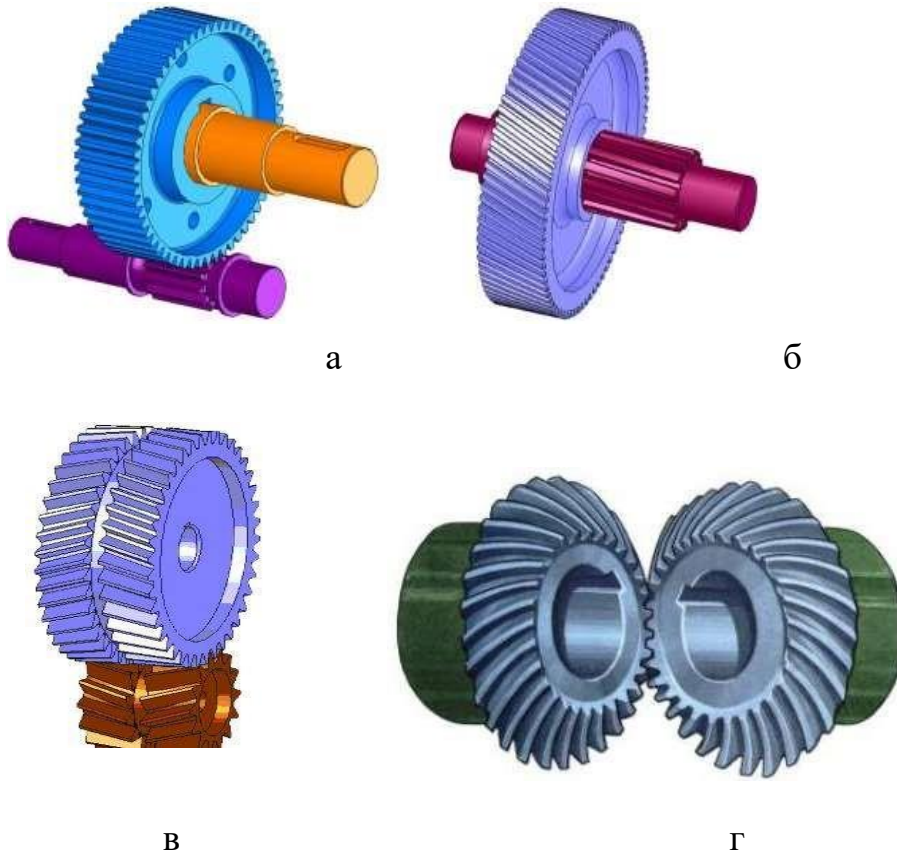


Рисунок 7.4 – По розташуванню зубців щодо утворюючих коліс  
По конструктивному оформленню (рис. 7.5):

- закриті (що працюють у корпусах, заповнених змащенням);
- відкриті.

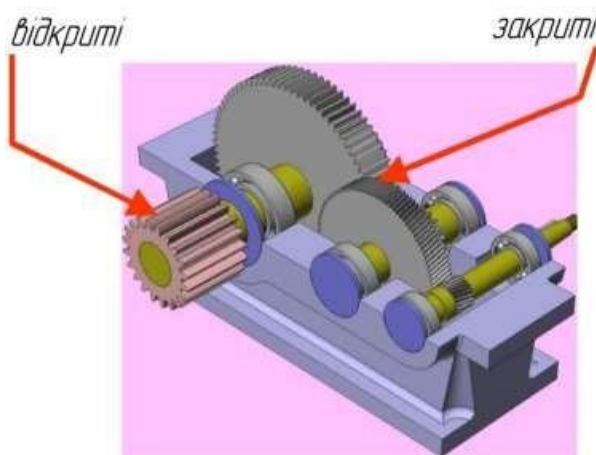


Рисунок 7.5 – По конструктивному оформленню

По величині колової швидкості:

- тихохідні ( до 3 м/с);
- із середніми швидкостями (3...15 м/с);
- швидкохідні (більш 15 м/с).

По числу ступенів:

- одноступінчасті;
- багатоступінчасті.

За формою профілю зубця:

- евольвентні;
- не евольвентні: з циклоїдальним зачепленням, передачі Новікова.

З теоретично можливих профілів переважне застосування мають евольвентні профілі, як такі що мають більші переваги: простота побудови евольвентних профілів зубців; евольвентні зубці як прямозубих, так і косозубих коліс можуть бути точно нарізані простим інструментом рейкового типу; одним інструментом можна нарізати колеса з різним числом зубців, оскільки профіль евольвентного зубця окреслюється однотипною кривою; правильність евольвентного зачеплення не порушується при відхиленнях міжосьової відстані коліс від розрахункового значення; евольвентне зачеплення допускає виправлення (коригування) робочого профілю зубців із метою вибору оптимальних відрізків евольвенти, що забезпечує кращу роботоздатність, ККД та інші характеристики передачі.

Зубчасті колеса раніше виготовляли із профілем зубця, обкресленими циклоїдальними кривими. Зачеплення в цьому випадку називають циклоїдальним: головка зубця окреслюється епіциклоїдою, ніжка — гіпоциклоїдою. У порівнянні з евольвентним зачепленням циклоїдальне має недоліки: складність виготовлення профілю зубця, не допускає відхилення міжосьової відстані. Такі передачі знайшли застосування у годинникових механізмах. Перевагами використання циклоїдального зачеплення в годинникових механізмах в порівнянні з евольвентним є: менше зношення циклоїдальних профілів при недостатній кількості змащування; великий коефіцієнт перекриття циклоїдальних коліс, який дає можливість використання шестерень з малою кількістю зубців, менша похибка виготовлення (збільшення міжцентрової відстані, зменшення кіл виступів), що призводить до зменшення коефіцієнта перекриття; кращі умови передачі сил при циклоїдальному зачепленні в прискорювальних передачах, котрі використовуються в годинникових механізмах.

У зачепленні М. Л. Новікова торцеві профілі зубців обкреслені дугами кіл. У порівнянні з евольвентними передачі із зачепленням Новікова можуть при тих самих габаритних розмірах передавати в 1,5...2 рази більше навантаження. Але через складність виготовлення й монтажу передачі із зачепленням Новікова знайшли застосування тільки в спеціальному машинобудуванні.

### 7.3. Геометричні та кінематичні параметри зубчастих передач.

На рис.7.6 представлені параметри зубчатого зачеплення з евольвентним профілем зубців, т. Р – полюс зачеплення:

1. Кількість зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$ .
2. Діаметри початкових кіл шестірні  $d_{w1}$  і колеса  $d_{w2}$ . Початковими називають кола, по яких колеса обкочуються одне відносно другого без проковзування.
3. Діаметри ділильних кіл шестірні  $d_1$  і колеса  $d_2$ . Ділильне коло – це базове коло, відносно якого визначаються геометричні параметри зубчастого колеса, або коло, по якому обкочується інструмент при нарізанні зубців.

Для передач без зміщення і за сумарного нульового зміщення:  $d_{w1} = d_1$ ,  $d_{w2} = d_2$

4. Коловий крок  $p_t$  – це відстань по ділильному колу між однойменними профілями сусідніх зубців (крок зачеплення), який дорівнює

$$p_t = p = \pi \cdot m.$$

5. Коловий модуль (модуль зачеплення)  $m_t = m = p/\pi$

**Модуль** є основним параметром зачеплення. Для забезпечення взаємозамінності зубчастих коліс та уніфікації зубонарізного інструменту значення модуля стандартизовані. У зачепленні можуть бути тільки колеса, що мають однаковий модуль.

6. Діаметр ділительного кола визначається:

$$d = m z$$

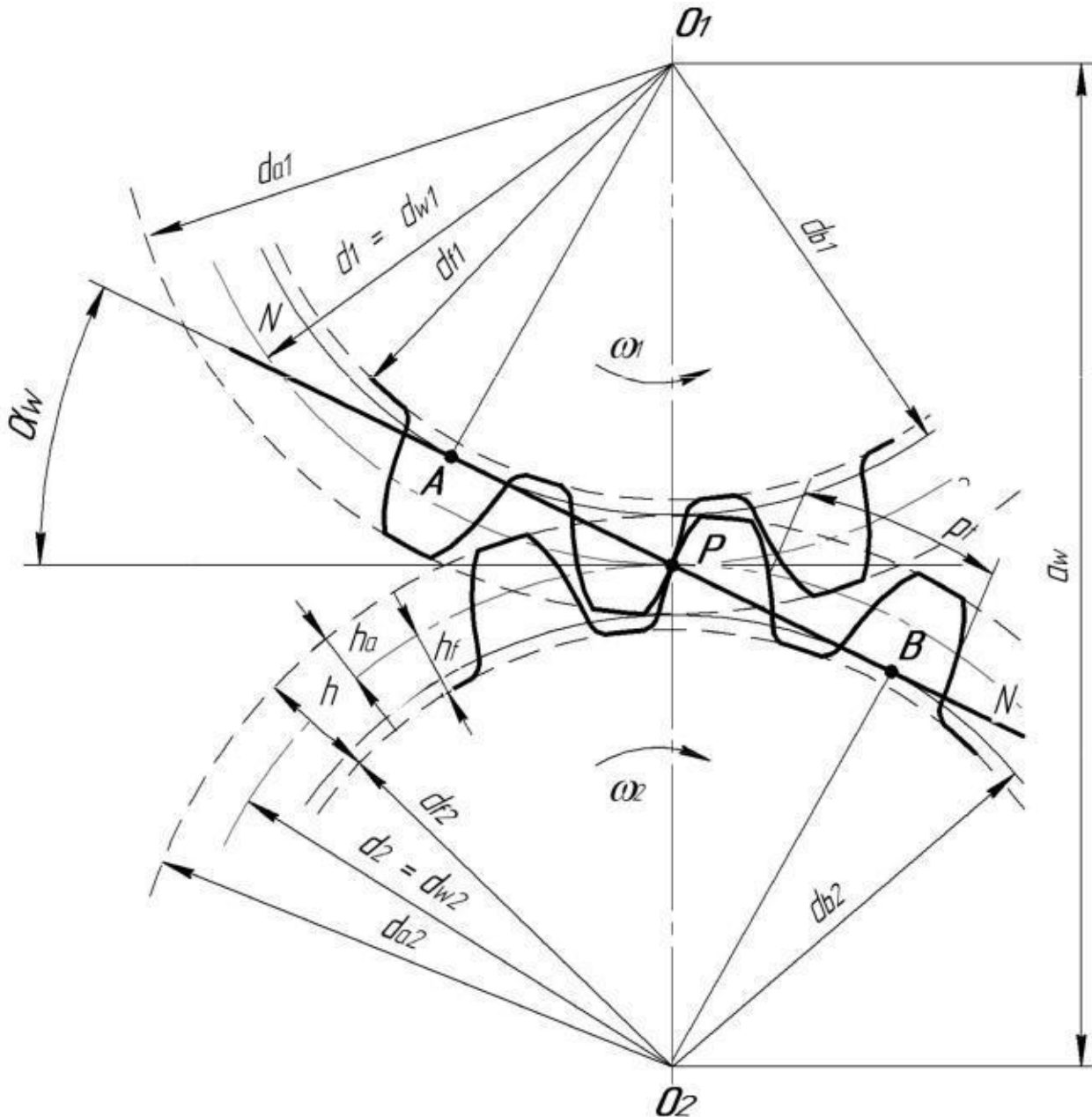


Рисунок 7.6 – Геометричні параметри евольвентного зачеплення

7. Ділительне коло ділить зубець на дві частини: ділительну ніжку та ділительну головку.

Висота зубця дорівнює:  $h = h_a + h_f$

де  $h_a$  – висота головки зубця;

$h_f$  – висота ніжки зубця.

8. Діаметр кола вершин зубців:  $d_a = d + 2 \cdot h_a$

9. Діаметр кола впадин зубців:  $d_f = d - 2 \cdot h_f$

10. Кут зачеплення (стандартний):  $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$

11. Міжосьова відстань  $a_w$  – це відстань між центрами обертання зубчастих коліс 1 і 2:

$$a_w = a = d_2/2 + d_1/2 = m/2(z_2 + z_1)$$

12. Ширина зубчастого вінця –  $b_1, b_2$ .

### Контрольні питання до теми №7

1. Що називається зубчастою передачею?
2. Де використовуються зубчасті передачі?
3. Назвіть переваги та недоліки зубчастої передачі?
4. Які бувають зубчасті передачі за класифікацією?
5. Назвіть геометричні параметри зубчастої передачі?
6. Які кінематичні параметри передачі?

### Тема №8: Циліндричні зубчасті передачі.

#### План

8.1. Передачі з циліндричними колесами.

8.2. Види руйнування зубів. 8.3. Сили які діють у зачепленні циліндричних коліс.

#### 8.1. Передачі з циліндричними колесами.

Залежно від розміщення зубців на циліндричному ободі (рис. 8.1) розрізняють колеса:

- 1) **прямозубі**, які використовують при малих колових швидкостях ( $V < 3$  м/с) або у відкритих передачах;
- 2) **косозубі**;
- 3) **шевронні** (для великих навантажень).

Головні переваги косозубих коліс порівняно з прямозубими:

- а) плавне зачеплення зубців коліс забезпечує менший шум під час роботи і більшу швидкохідність передачі;
- б) менші габарити передачі при однаковому навантаженні.

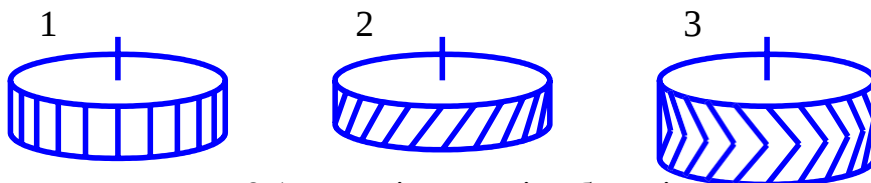


Рисунок 8.1 – Циліндричні зубчасті колеса

Форма профілю зубця буває евольвентною, циклоїдною та ін.

Найбільш поширений **евольвентний профіль**, основними перевагами якого є:

- 1) малі швидкості ковзання зубців під час кочення зубця по зубцю, завдяки чому передача має високий ККД;
- 2) можливість використання стандартних інструментів для нарізування різного числа зубців;
- 3) нормальна робота передачі з будь-яким числом зубців шестерні і колеса завдяки нарізанню зубців зі зміщенням інструменту щодо заготовки;

4) правильність зачеплення не порушується в разі зміни міжосьової відстані.

## 8.2. Види руйнування зубів

### *Поломка зубів.*

Найнебезпечніший вид руйнування. Вихід з ладу передачі викликається великими перевантаженнями ударного характеру або статичної дії, багато цикловою утомою по згину. Тріщини з'являються біля кореня зубів на стороні розтягнутих волокон. Для запобігання поломок зуби розраховують на згин. Для відкритих передач – це проектний розрахунок.

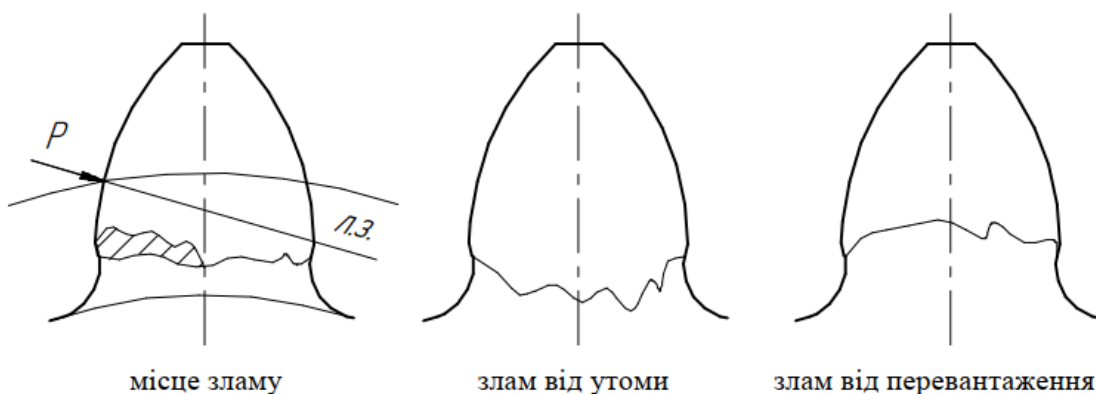


Рис. 8.2. Картина поломки зубів

### *Утомне викришування поверхневих шарів зубів*

Найпоширеніший вид ушкоджень зубів для більшості закритих зубчастих коліс, що добре змащуються й захищені від забруднень. На робочих поверхнях зубів з'являються невеликі заглиблення, які потім ростуть і перетворюються в раковини.

Викришування носить утомний характер. У кожній точці зуба контури напружень змінюються по від нульовому циклу (а в поверхневих шарах навіть по знакозмінному, хоч і не симетричному циклу). Утомні тріщини зароджуються на поверхні, де виникає концентрація напружень. Мастило втискається в мікротріщини й призводить до відшаровування зміцнених шматочків поверхні зубів.

Викришування спостерігається поблизу полюсної лінії з боку ніжки зуба, де спостерігаються менші швидкості профільного ковзання, гірші умови змащення й більші сили тертя. Далі викришування поширюється на ніжку зуба, рідше охоплює й головки зубів. Це пояснюється контактної-гідродинамічною теорією змащення. Тріщини на ніжках спрямовані так, що в них мастило спочатку закріплюється, а потім стискається, сприяючи відшаровуванню. На головках навпаки.

У відкритих передачах викришування спостерігається дуже рідко. Поверхневі шари стираються раніше, ніж у них з'являються утомні тріщини. Для запобігання викришування зуби розраховують на поверхневу витривалість по контактних напруженнях. Для закритих передач – це проектний розрахунок, з якого визначаються розміри передачі

### *Абразивне зношування*

Це основна причина виходу з ладу відкритих і закритих передач, що працюють в абразивному середовищі – гірських, дорожніх, будівельних машинах, сільгосптехніці, транспорті й деяких інших. Зуби швидкохідних передач із гарними умовами змащення

зберігають сліди первинної обробки протягом декількох років експлуатації. Наслідок підвищеного зношування – гучність, загострення зубів і їх поломка.

#### *Заїдання зубів*

Полягає в місцевому міжмолекулярному зчепленні контактуючих поверхонь під дією високого тиску в умовах відсутності мастильної плівки й вириванні часток з однієї з поверхонь. Цього виду руйнування зазнають незагартовані зуби, що працюють при високих  $V_{окр}$ .

Розрахунки на заїдання зубів зводяться до перевірки  $to C$  у місцях контакту та подальшого її зіставлення з емпіричними даними для даних матеріалів.

### 8.3. Сили які діють у зачепленні циліндричних коліс.

Циліндричне колесо конструктивно складається з трьох частин (рис.8.3):

1-вінець

2-диск

3-маточина

У навантаженій зубчастій передачі сила взаємодії зубців розподілена вздовж їхнього контакту. Розподілену вздовж зубця силу замінюють трьома зосередженими взаємно перпендикулярними силами, прикладеними до зубця у середньому нормальному його перерізі (рис.8.3). Таке зображення сил, що діють на зубці у зачепленні, зручне для розрахунків зубчастої передачі, її валів та опор. Силами тертя, що виникають у результаті ковзання профілів зубців, нехтують, оскільки коефіцієнт тертя в зоні контакту малий.

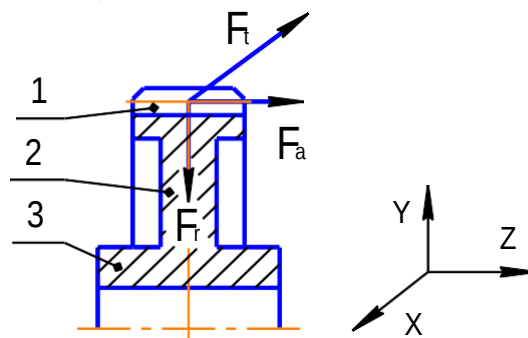


Рисунок 8.3 – Сили, які діють на зубчасте колесо

У полюсі зачеплення діють сили, напрямок яких на шестерню і колесо протилежний (рис. 68.4):

- колова  $F_t = 2 \cdot T / d$  ;

- радіальна  $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta$  ( $\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення);

- осьова  $F_a = F_t \cdot \tan \beta$  (для прямозубих і шевронних коліс  $F_a = 0$ ).

Нормальна сила  $F_n$  до профілю зубця дорівнює геометричній сумі сил  $F_t$ ,  $F_a$ ,  $F_r$ . Величину цієї сили можна визначити за формулами:

$$F_n = F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta) ; \quad F_n = 2 \cdot T_1 / (d_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta).$$

Наявність осьової сили  $F_a$  у зачепленні косозубих коліс, що додатково

навантажує вали та їхні опори, обмежує використання косозубих коліс із великим кутом нахилу лінії зубців  $\beta$  ( $F_a$  зростає із збільшенням  $\beta$ ). Цього недоліку позбавлені шевронні зубчасті передачі, де осьові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються, бо лівий та правий пів шеврони мають протилежний нахил зубців. Цим пояснюється можливість збільшення кутів нахилу зубців у шевронних колесах у порівнянні з косозубими колесами.

Особливістю зачеплення шевронних коліс (рис.8.4) є їх **самовстановлення** під впливом осьових сил, які діють на пів шеврони в протилежні боки. Внаслідок неточностей виготовлення та монтажу ці сили не дорівнюють одна одній, тому одне із зубчастих коліс буде переміщатися відносно іншого доти, поки різниця цих осьових сил не дорівнюватиме нулю.

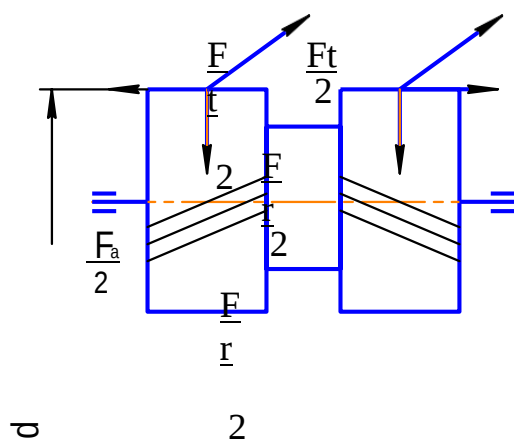


Рисунок 8.4 – Сили, які діють на зубчасте колесо

## Тема №9: Конічні зубчасті передачі.

### План

9.1. Призначення конічних зубчастих коліс.

9.2. Геометричні та кінематичні параметри конічних зубчастих передач.

9.3. Особливості силових параметрів конічних передач.

### 9.1. Призначення конічних зубчастих коліс.

Конічна зубчаста передача (рисунок 9.1) складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса  $R_e$  так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Зубці на бічних поверхнях конусів відрізняються від зубців циліндричних коліс тим, що їхні розміри в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів.

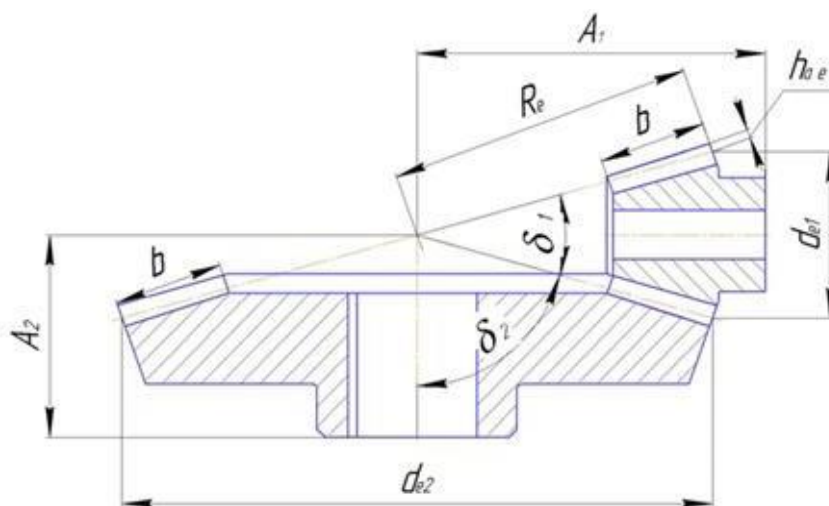


Рисунок 9.1 – Конічна зубчаста передача

Конічні зубчасті передачі застосовують для передачі механічної енергії між валами з осями, що пересікаються. Найбільше поширення мають ортогональні (із кутом  $\Sigma = 90^\circ$ ) передачі. Конічні колеса бувають із **прямими** і **круговими** зубами. Лінії зуба в конічних колесах із круговими зубами являються дугами кола.

Передачі з прямими зубами мають початковий **лінійний**, а з круговими зубами – **крапковий** контакт у зачепленні. Кут  $\beta_n$  нахилу лінії зуба

визначають у середньому перетині по ширині зубчастого вінця. Для передачі з прямим зубом  $\beta_n = 0$ , для передачі з круговим зубом  $\beta_n = 35^\circ$ .

Наявність нахилу лінії зуба підвищує плавність роботи, контактну міцність, а також міцність зубу на згин, але збільшує навантаження на опори і вали. Конічні колеса з круговими зубами, у порівнянні з прямозубими, мають більшу несучу спроможність, а також працюють плавно та зі значно меншим шумом.

Для підвищення зносостійкості й опору зубів заїданню зміщенням вихідного контуру вирівнюють питомі ковзання в граничних точках зачеплення. Шестерню виконують із позитивним зміщенням, а колесо з рівним йому по абсолютному значенню - негативним.

Аналогами початкових циліндрів циліндричних зубчастих передач у конічних передачах є ділильні конуси, що співпадають з початковими. При обертанні коліс ділильні конуси котяться один по одному без ковзання.

Конічні зубчасті передачі необхідно регулювати, домагаючись щоб вершини ділильних конусів коліс співпали.

#### **Перевага конічних передач**

- можливість передачі механічної енергії між валами з пересічними осями.

#### **Недоліки** (у порівнянні з циліндричними):

- складніші у виготовленні (необхідно витримати допуски на кути конусності) й монтажі (необхідно забезпечувати співпадіння вершин конусів);
- необхідність регулювання передач;
- одно з коліс, як правило, розміщується консольно (навантажувальна здатність складає 85 % від циліндричних)

#### **Класифікація**

##### **1) за напрямом зубів:**

- прямозубі (з радіальним напрямом зубів);
- косозубі (з тангенційним напрямом під кутом  $\beta$  до твірної конуса);
  - криволінійні, які поділяються на кругові, палюїдні (по евольвенті) й спіральні (по логарифмічній спіралі).

#### **Осьова форма зуба**

Зуби конічних коліс у залежності від зміни розмірів їхніх нормальних перетинів по довжині виконують трьох осьових форм (рисунк 9.2):

**осьова форма I** зуби, що нормально знижуються, (рисунк 9.2, а). Вершини конусів ділильного і западин збігаються, висота ніжки зуба пропорційна конусній відстані. Застосовують для прямих зубів, а також обмежено для кругових при  $m \geq 2$  мм і так називаним сумарним числом зубів

$$Z \sum \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 20 \dots 100 .$$

або числом зубів плаского колеса (може бути і дробним)

**осьова форма II** – зуби, що нормально звужуються, (рис 9.2, б). Вершина конуса западин розташована так, що ширина дна западини колеса постійна, а товщина зуба по ділильному конусу пропорційна конусній відстані. Ця форма забезпечує оптимальну міцність на згин у всіх перетинах, дозволяє одним інструментом обробляти відразу обидві поверхні зубів колеса, що підвищує продуктивність при нарізуванні зубчастих коліс. Ця форма є основною для коліс із круговими зубами. Застосовують у масовому виробництві;

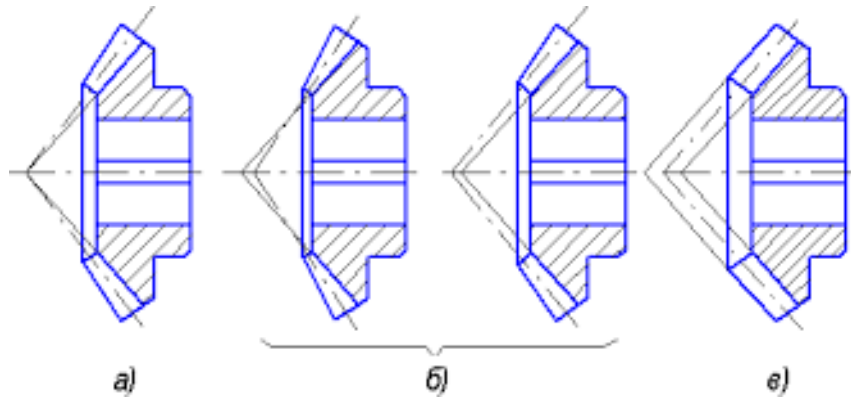


Рисунок 9.2 – Осьова форма зуба

**осьова форма III** – рівновисокі зуби (рис 9.2,в). Твірні конусів ділильного, западин і вершин паралельні. Висота зубів постійна по усій довжині. Застосовують для неортогональних передач із міжосьовим кутом  $\Sigma < 40^\circ$  і круговими зубами при  $Z_\Sigma \geq 60$ .

У конічних зубчастих колесах з осьовими формами I і II висота зуба, а, отже, і модуль зачеплення збільшуються від внутрішнього до зовнішнього додаткового конуса (рис 9.1). Для зручності виміру розміри конічних коліс прийнято визначати по зовнішньому торцю зуба.

## 9.2. Геометричні та кінематичні параметри конічних зубчастих передач.

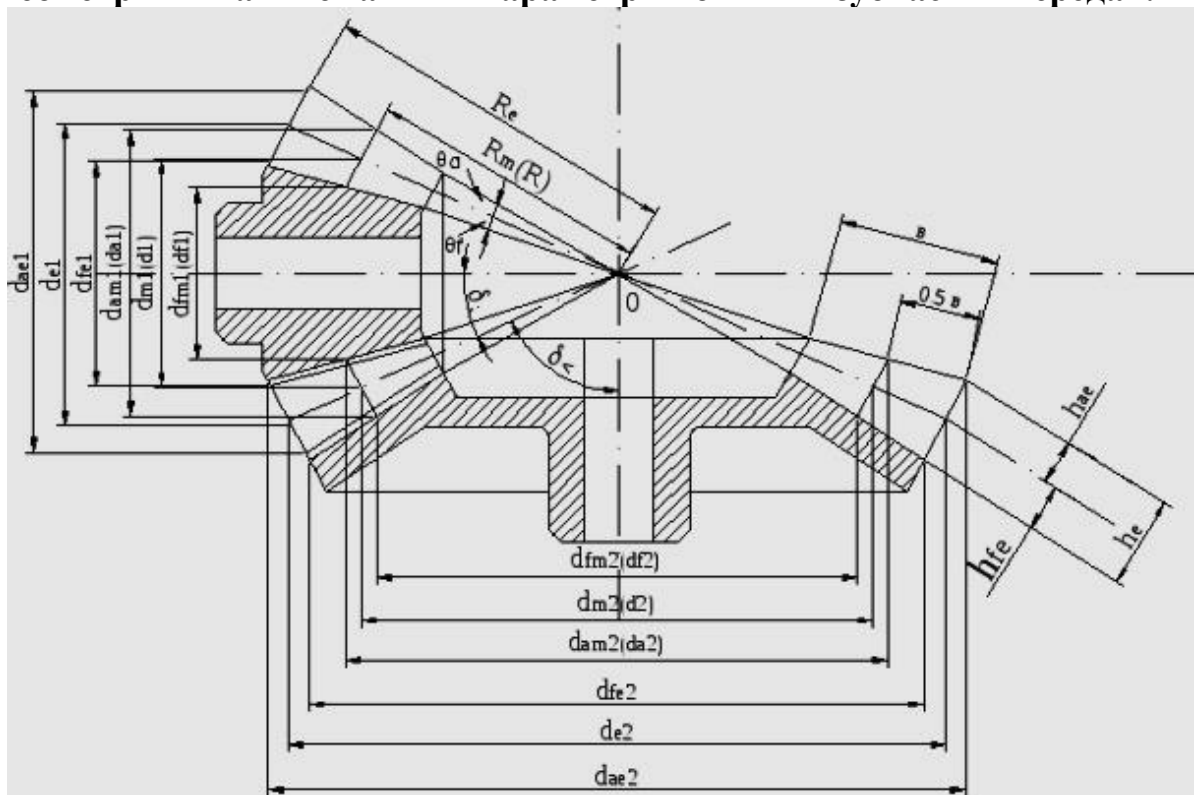


Рисунок 9.3 – Схема конічної передачі

- зовнішній коловий модуль  $m_e$ ;
- середній коловий модуль  $m_m$ ;
- зовнішній діаметр вершин зубів  $d_{ae}$ ;
- зовнішній ділильний діаметр  $d_e$ ;
- зовнішній діаметр западин зубів  $d_{fe}$ ;

- середній діаметр вершин зубів  $d_{am}$ ;
- середній ділительний діаметр  $d_m(d)$ ;
- середній діаметр западин зубів  $d_{fm}$ ;
- ширина зуба  $b$ ;
- зовнішня висота зуба  $h_e$ ;
- зовнішня висота головки зуба  $h_{ae}$ ;
- зовнішня висота ніжки зуба  $h_{fe}$ ;
- кут ділительного конуса  $\delta$ ;
- кут головки зуба  $\theta_a$ ;
- кут ніжки зуба  $\theta_f$ .

Максимальний модуль зубів – **зовнішній коловий модуль**

$m_{te}$ , – одержують на зовнішньому торці колеса. Нижче приведені основні геометричні співвідношення для конічних зубчастих передач (рисунок 9.3). Зовнішні ділительні діаметри шестерні і колеса

$$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1; \quad d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = \sqrt{(0,5 \cdot d_{e1})^2 + (0,5 \cdot d_{e2})^2} = 0,5 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{1+U^2}.$$

Ширина зубчастого вінця  $b = K_{be} \cdot R_e$ . Для більшості конічних передач коефіцієнт ширини зубчастого вінця  $K_{be} = 0,285$ . Тоді

$$b = 0,285 \cdot 0,5 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{1+U} = 0,143 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{1+U}.$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b = R_e - 0,5 \cdot 0,285 \cdot R_e = 0,857 \cdot R_e.$$

З умови одержимо  $d_{e1}/R_e = d_{m2}/R_m$

Тоді середній ділительний діаметр шестерні

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot R_m / R_e = 0,857 \cdot d_{e1}.$$

Модуль коловий у середньому перетині  $m_{tm} = 0,857 \cdot m_{te}$ . Модуль нормальний у середньому перетині для кругового зуба ( $\beta_n = 35^\circ$ )

$$m_n = m_{tm} \cdot \cos \beta_n = 0,702 \cdot m_{te}.$$

Кути ділительних конусів

$$\operatorname{tg} \delta_1 = Z_1 / Z_2 = 1/U; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Для конічних зубчастих коліс із прямими зубами в якості розрахункового приймають зовнішній коловий модуль  $m_{te}$ , для конічних зубчастих коліс із круговими зубами – середній нормальний модуль  $m_n$  у середині зубчастого вінця.

Одною ж і тією ж зуборізною головкою можна нарізати конічні колеса з модулями, що змінюються в деякому безперервному діапазоні. Тому допускається використовувати нестандартні значення модуля.

### 9.3. Особливості силових параметрів конічних передач.

#### 1. Колова сила $F_t$ (рис. 9.4)

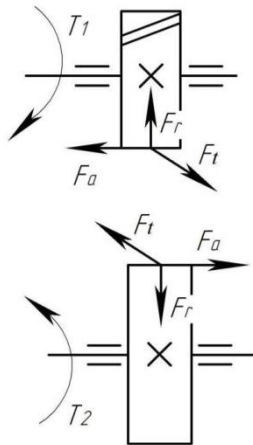


Рисунок 9.4 – Сили у зачепленні косозубих циліндричних коліс

Силами тертя в зачепленні зневажають, тому що вони малі. У циліндричній прямозубій передачі силу в зачепленні однієї пари зубців розкладають на дві взаємно перпендикулярні складові:

– колову силу  $F_t$ , визначають за формулою

$$F_{t1} = F_{t2} = F = 2000T/d = 1000P/V = 6 \cdot 10^{-7} P / \pi d n$$

На веденому колесі напрямок сили  $F_t$  збігається з напрямком обертання, на ведучому — протилежно напрямку обертання; радіальну силу, визначають за формулою  $F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \cdot \tan \alpha$

Радіальна сила спрямована з полюса по радіусу до осі обертання.

Тоді силу нормального тиску зубця на зубець визначають як:  $F_{n1} = F_{n2} = F = F_t / \cos \alpha$

### Контрольні питання до теми №9

1. Назвіть види конічних передач?
2. Які переваги та недоліки конічних передач?
3. Назвіть осьові форми зубів конічних передач?
4. Назвіть геометричні та кінематичні параметри конічних зубчастих передач?
5. Які сили які діють у зачепленні конічних передач?

## Тема №10: Планетарна та хвильова зубчаста передача.

### План

10.1. Особливості планетарних передач.

10.2. Хвильові механічні передачі.

#### 10.1. Особливості планетарних передач.

Планетарними називають передачі, що мають зубчасті колеса, осі обертання яких переміщуються у просторі. Такі колеса називають сателітами. Схема типової планетарної передачі з одинарними сателітами зображена на рисунку 1. Вона складається з центрального колеса  $Z_a$  зовнішнього зачеплення, центрального колеса  $Z_b$  внутрішнього зачеплення і трьох сателітів  $Z_q$  з водилом  $h$ .

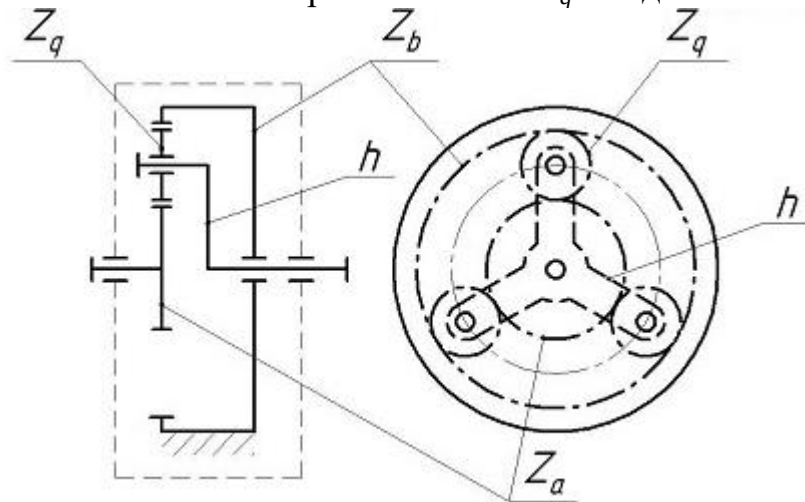


Рисунок 10.1 – Схема планетарної передачі з одинарними сателітами

Число сателітів  $n_c$  у планетарних передачах в залежності від навантаження може бути різним, частіше воно знаходиться у межах  $n_c = 3 \dots 6$ .

Планетарні передачі використовуються в транспортному, гірничому машинобудуванні, верстаті і приладобудуванні:

- а) як редуктори при постійному передаточному відношенні;
- б) як коробки швидкостей, передаточне число яких змінюється шляхом гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного із коліс);
- в) як диференціальні механізми.

Планетарні передачі мають широкі кінематичні можливості. Вони можуть використовуватися як редуктори із постійним передаточним числом, яке в залежності від конструкції може досягти декількох тисяч, або як коробки швидкостей. В останньому випадку передаточне число змінюють шляхом почергового гальмування окремих основних ланок. У разі, коли всі основні ланки планетарної передачі вільні, вона використовується як диференціальний механізм для розкладення одного обертового руху на два, або для складення двох обертових рухів в один.

Планетарні передачі працюють з меншими контактними напруженнями і мають підвищену несучу здатність в порівнянні з рядовими циліндричними передачами за рахунок використання внутрішнього зачеплення і розподілу

навантаження на декілька потоків. Маса планетарного редуктора у порівнянні зі звичайним (рядовим) зубчастим редуктором може бути зменшена у 2...3 рази. Низький рівень шуму..

Планетарні передачі мають внутрішнє взаємне урівноваження радіальних сил, що зменшує силову дію на підшипники і корпус редуктора. Вони зручні для вмонтування їх у двигуни, барабани, шків. Планетарні редуктори широко застосовують у транспортних машинах, авіа-, верстато- і приладобудуванні.

Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу, більша кількість деталей, недостатній к.к.д. при збільшенні передаточного числа.

**Основні параметри планетарних передач** регламентовано ГОСТ 22919-78, який поширюється на одноступінчасті редуктори загального призначення типорозмірів ПЗ–31,5,..., ПЗ–63 (тут ПЗ – означає планетарний редуктор, а цифри через тире-радіус водила  $R$ , мм) з допустимими обертовими моментами навалу  $T_2=125, \dots, 1000$  Н·м і передаточним числом  $u = 6,3; 8; 10; 12,5$ . При великих передаточних числах в силових передачах раціонально використовувати двоступінчасті (ГОСТ 22916-78) і навіть триступінчасті планетарні передачі. Для визначення передаточного числа планетарної передачі широко використовується метод зупинки водила (метод Віллеса).

Наприклад, для передачі, яка показана на рис. 10.4, а, передаточне число

$$u = \omega_a / \omega_h = 1 + Z_g / Z_a,$$

де  $\omega_a$  і  $Z_d$  – кутова швидкість і число зубів центрального колеса  $a$ ;  $\omega_h$  – кутова швидкість водила  $h$ ;  $Z_g$  – число зубів центрального колеса із внутрішніми зубами.

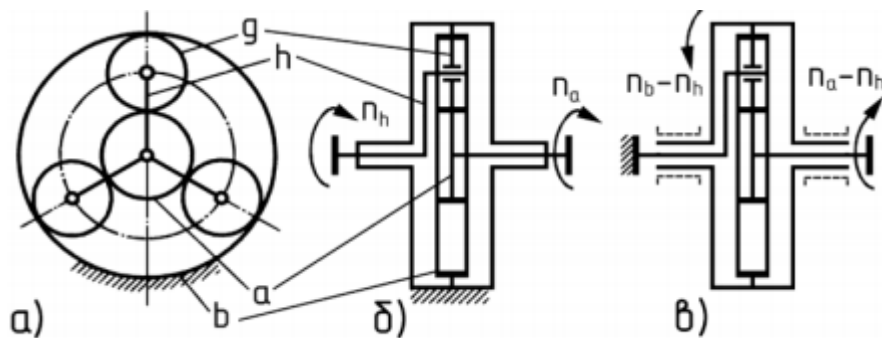


Рисунок 10.2 – Кінематична схема планетарної передачі

**Розрахунок міцності планетарних передач** проводять за формулами однаковими з циліндричними передачами. Так як сили і модулі у всіх зачепленнях планетарної передачі однакові, а внутрішнє зубчасте зачеплення міцніше, ніж зовнішнє, то при однаковому матеріалі коліс необхідно розраховувати міцність лише зовнішнього зачеплення.

## 10.2. Хвильові механічні передачі.

Ці передачі можуть бути віднесені до перетворних типових механізмів, а призначені вони для перетворювання характеристик руху. Принцип дії *хвильових*

механічних передач (ХМП) ґрунтується на передаванні й перетворенні руху хвильовим деформуванням одної з ланок механізму.

Існують також ХМП без гнучких циліндрів (рис.10.3). У них (рис.10.3, а) гнучке колесо представляє собою кільце з двома зубчастими вінцями  $a_1$  і  $a_2$ , які зачеплюються з двома жорсткими колесами  $b_1$  і  $b_2$ . Хвильовий генератор  $R$  у них загальний.

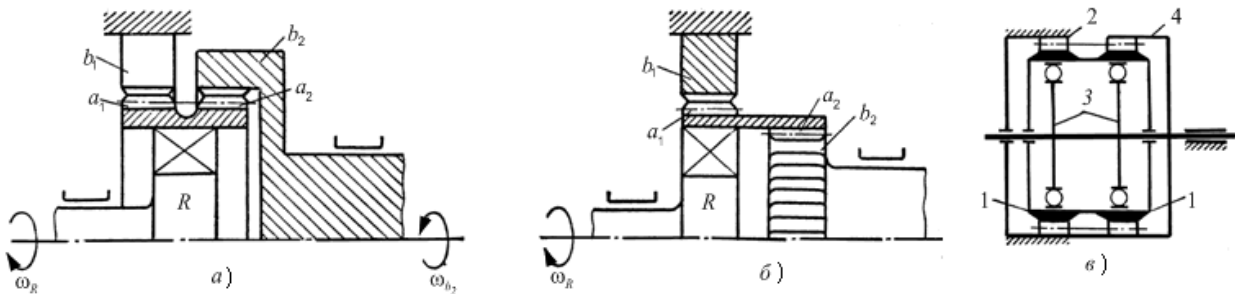


Рисунок 10.3 – ХМП з зубчастим зачіпленням

Зображена на (рис. 10.3, б) схема відрізняється тим, що жорстке колесо  $b_2$  розташоване в середині гнучкого колеса, має зовнішні зуби, так що зачеплення здійснюється у зоні малої осі генератора.

Хвильові зубчасті передачі (ХЗП) знаходять широке застосування в електромеханічних приводах кращих закордонних (ASEA, 8K1БАМ, КУКА й ін.) і вітчизняних (ТУР-10) промислових роботів.

ХЗП вигідно відрізняються тим, що мають мале значення повного мертвого ходу (який включає складові від зазорів і деформацій), сталість передатного відношення, малі габарити і масу при високій питомій навантажувальній здатності.

У звичайних зубчастих механізмах деформації самих зубів, дисків колес, валів і корпусів порушують правильність зачеплення зубів і знижують якість передачі. Деформації ці незначні і сумірні з похибками виготовлення зубчастих колес. У ХЗП деформація одного з колес, а саме гнучкого колеса, порівнянна з розмірами зуба і є необхідною умовою зачеплення і передачі руху від одного колеса до іншого.

**Будова і принцип дії ХЗП.** Найпростіша хвильова зубчаста передача (рис. 10.3, б) складається з наступних основних елементів (рис. 10.3, а) :

$b$  — механічний генератор хвиль — являє собою механічну вісь з двома роликками, яка обертається в підшипниках корпуса;

1 — гнучке колесо - тонкостінна циліндрична оболонка, у лівого (за рисунком) торця якої нарізаний зубчастий вінець із числом зубів  $z_1$ , а правий торець за допомогою тонкого дна з'єднаний з валом;

2 — жорстке колесо, усередині якого нарізаний зубчастий вінець із числом зубів  $z_2$ , не обертається.

Передача проектується таким чином, щоб найбільший діаметральний розмір по роликах  $D'$  був більшим за діаметр  $D_B$  внутрішньої поверхні гнучкого колеса. Генератор хвиль, встановлений усередину гнучкого колеса, деформує його, і в

такому вигляді гнучке колесо з генератором хвиль вмонтовується усередину жорсткого колеса.

До особливостей використання зубчастих ХМП слід віднести таке:

1. Можливість діставати великі передаточні відношення в одному ступені.

Для передач зі сталевими колесами  $i = 60 \dots 300$ , для здвоєних передач  $i \geq 3600$

Здійснення передаточного відношення  $i < 60$  обмежується згинальною міцністю гнучкого зубчастого колеса, а  $i > 300$  – мінімальним модулем зуборізного інструменту  $m \geq 0,1$  мм. Якщо ж брати більш великі модулі при великих передаточних відношеннях в одному ступені, то передача буде недовантаженою.

2. Велика навантажувальна здатність внаслідок великого числа пар зуб'їв (30...50%) коліс, які одночасно знаходяться в зачепленні.

3. Відносно малі розміри і маса.

4. Висока кінематична точність, зумовлена значними усередненнями похибок виготовлення та монтажу зубчастих коліс внаслідок багатопарності зачеплення.

5. Можливості передачі руху від одного середовища до іншого через негерметичну стінку без рухомих ущільнень.

6. ККД одноступінчастих зубчастих ХМП дорівнює 80...90%.

### **Контрольні питання до теми №10**

1. Назвіть використання планетарних та хвильових передач?

2. Які переваги та недоліки планетарної передачі?

3. Назвіть основні параметри планетарних передач?

4. Назвіть як проводять розрахунок міцності планетарних передач?

5. Назвіть будову та принцип дії хвильової зубчастої передачі?

6. Які особливості використання зубчастих ХМП?

### **Тема №11: Передача гвинт-гайка.**

#### **План**

11.1. Загальні відомості.

11.2. Конструкція деталей передачі.

11.3. Кінематика та силовий аналіз передачі.

#### **11.1. Загальні відомості.**

Передача гвинт-гайка використовується для перетворення обертального руху у поступальний в різних галузях техніки; в приладах, верстатах, пресах, прокатних станах, випробувальних машинах тощо.

Виконується передача за двома схемами:

схема 1: гвинт – обертальний рух, гайка – поступальний.

схема 2: гайка – обертальний рух, гвинт – поступальний

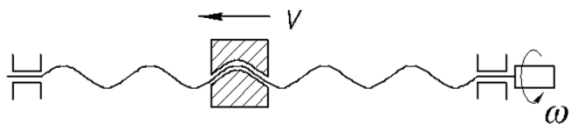


схема 1

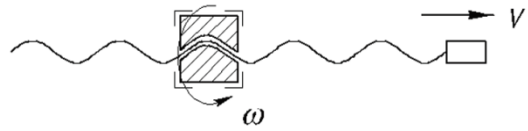


схема 2

**Переваги передач:** висока несуча здатність, компактність за високої навантажувальній спроможності, великий вигрaш у силі, дозволяє реалізувати повільні переміщення і досягти високу точність переміщення, простота конструкції та виготовлення, висока надійність.

**Недоліки передач:** великі втрати на тертя, значне спрацювання елементів передачі, низький ККД.

*Класифікація.*

З призначенням: кінематичні, силові;

**вантажні** – використовують для створення великих осьових сил. За знакозмінного навантаження мають трапецевидну нарізь, за великого одностороннього навантаження – упорну. Гайки вантажних гвинтів суцільні. У домкратах для забезпечення великої сили та самовідгвинчування використовують однозахідну нарізь з малим кутом підйому.

**ходові** – використовують для переміщень в механізмах подавання. Для зменшення тертя у гвинтових передавачах застосовують трапецієподібну багатозахідну нарізь. Для недопущення «мертвого» ходу через знос нарізі, гайки ходових гвинтів виконують роз'ємними.

Мають метричну нарізь. Для забезпечення безлюфтової передачі гайки роблять спареними. У механізмах точних переміщень, де важливе мале тертя і відсутність зазору в нарізі, використовують кулькові пари, в яких тертя ковзання замінене тертям кочення. ККД такого передавача становить 0,95.

За видом тертя: з тертям ковзання, з тертям кочення. Остання має високий К.К.Д., але дорога у виготовленні.

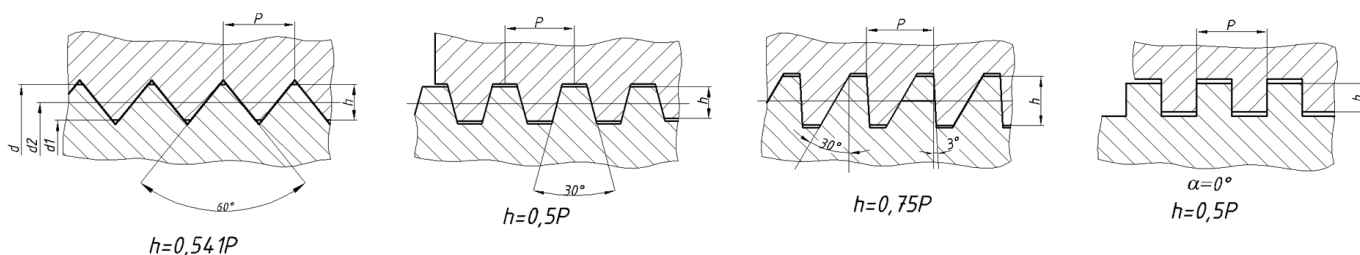
Матеріали гвинта та гайки мають становити антифрикційну пару, тобто бути зносостійкими, мати невисокий коефіцієнт тертя. Вибір марки матеріалу залежить від призначення матеріалу, умов роботи та способу обробки нарізі. Для гвинтів рекомендують сталі Ст.5, 45, 50, 40ХГ тощо. У відповідальних передавачах для підвищення зносостійкості використовують загартування гвинтів з наступним шліфуванням нарізі.

Гайки відповідальних передавачів виготовляють із олов'яних бронз Бр010Ф1, Бр05Ц5С5 тощо, а в тихохідних передавачах – із антифрикційних чавунів АЧВ-1, АЧС-3 тощо.

## 11.2. Конструкція деталей передачі.

### Гвинти

Використовуються наступні типи різьб: стандартні – трикутна, трапецеїдальна, упорна; нестандартна прямокутна.



Трикутна різьба: низький К.К.Д., використовується в кінематичних передачах.

Трапецеїдальна: технологічна, міцніша прямокутної, має широке застосування.

Упорна: сприймає велике однобічне осьове навантаження.

Прямокутна: нетехнологічна (не можна нарізати фрезами), підвищений К.К.Д., застосовується рідко.

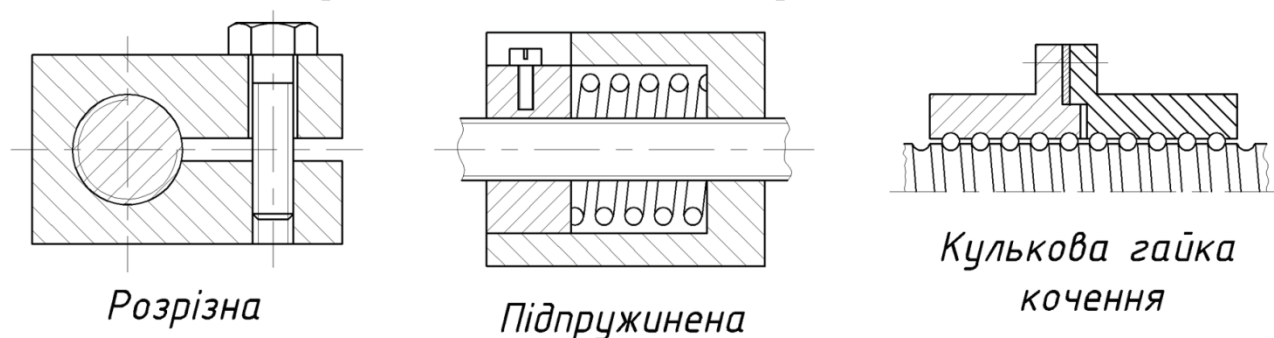
Параметри різьби:  $d$  - зовнішній діаметр;  $d_2$  - середній діаметр;  $d_1$  - внутрішній

діаметр;  $P$  - крок;  $P_z$  - хід;  $z$  - число заходів різьби;  $P = P_z \cdot z$ ;  $\alpha$  - кут профілю;  $h$  - робоча висота профілю; кут підйому витків  $\tan \psi = P_z / \pi d_2$ .

Матеріали гвинта: незагартовані сталі 45, 50 та інші, загартовані сталі 40Х, 65Г, ХВГ, У10; для азотування 18ХГТ; 40ХФА.

### Гайки

Гайки виготовляються суцільними, а також розрізними, підпружиненими та ін. (для компенсації спрацювання і зменшення зазорів).

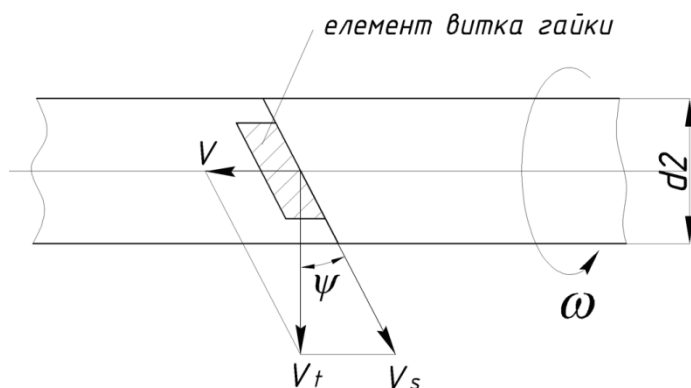


Матеріали гайок ковзання: при швидкостях ковзання  $V_s \leq 6$  м/с - олов'яні бронзи. При малих швидкостях і навантаженнях – антифрикційні (АЧВ-1; АСЧ-3), або сірі (СЧ15, СЧ20) чавуни.

### 11.3. Кінематика та силовий аналіз передачі.

$\omega$  - кутова швидкість гвинта;  $d_2$  - середній діаметр різьби;

$\psi$  - кут підйому гвинтової лінії.



Колова швидкість  $V_t = \omega d_2/2$ ;

Розкладемо  $V \Rightarrow V_t + V_s$  Швидкість гайки  $V = \omega (d_2/2) \tan \psi$

Швидкість ковзання  $V_s = \omega d_2/2 \cos \psi$

ККД передачі гвинт-гайка можна отримати із співвідношення:

$$\eta = F_a v / T_s \omega = \tan \psi / \tan(\psi + \varphi')$$

Формулу 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**.

Для створення осьової сили  $F_a$  на гайці (або на гвинті) у передачах за схемами 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)  $T_{s0}$ :  $T = T_s + T_{s0}$

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

Момент сил тертя у різьбі:  $T_s = 0,5 F_a d_2 \tan(\psi + \varphi')$

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

$$\tan \varphi' = F_s F_n / \cos \delta = f / \cos \delta$$

Кут  $\delta$  при малих кутах підйому витків:

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

### Контрольні питання до теми №11

1. Назвіть використання передачі гвинт-гайка?
2. Які переваги та недоліки передачі гвинт-гайка?
3. Назвіть класифікацію передачі гвинт-гайка ?
4. Назвіть геометричні та кінематичні параметри передачі гвинт-гайка?
5. Назвіть конструктивні параметри гвинта та гайки?
6. Які матеріали використовуються для виготовлення гвинта та гайки?

## Тема №12: Черв'ячні передачі.

### План

12.1. Призначення та класифікація черв'ячних передач.

12.2. Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей.

### 12.1. Призначення та класифікація черв'ячних передач.

Черв'ячні передачі відносяться до зубчато-гвинтових передач, які мають характерні риси зубчастих і гвинтових передач. Рух черв'ячна передача передає за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як (як правило, це гвинт із трапецеїдальною різьєю), а колесо подібне сектору, який вирізали з довгої гайки й вигнули по колу (рис. 12.1). Зачеплення черв'ячної пари подібно зачепленню зубчастого колеса (із зубцями особливої форми) із зубчастою рейкою. Геометричні осі валів при цьому перехрещуються під кутом  $90^\circ$ .

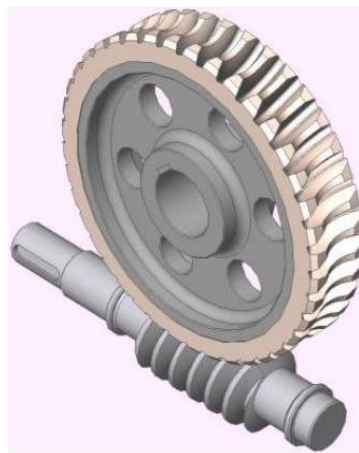


Рисунок 12.1 – Черв'ячна передача

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

Черв'ячне колесо на відміну від косозубих зубчастих коліс має ввігнуту форму зубця, що сприяє обляганню витків черв'яка. Напрямок і кут підйому зубців черв'ячного колеса відповідають напрямку й куту підйому витків черв'яка. Черв'ячні колеса в основному нарізають черв'ячними фрезами. Черв'ячна фреза для нарізування черв'ячного колеса є інструментом, розташування ріжучих граней якого відповідає формі черв'яка. При нарізуванні заготовка колеса й фреза повторюють відносний рух, який мають черв'ячне колесо й черв'як у передачі (на відміну від черв'яка у фрези є ріжучі краї, а зовнішній діаметр більший на величину подвійного радіального зазору в зачепленні). Переваги черв'ячної передачі.

- велике передаточне число в одному ступені (до 90, а в особливих випадках – до 1 000) при малих габаритах передачі.
- плавність та безшумність роботи.
- висока кінематична точність (можливість точних ділильних переміщень).
- можливість самогальмування передачі.

Недоліки черв'ячної передачі.

- низький ККД (велике тепловиділення через ковзання) .
- необхідність застосування для виготовлення колеса кольорових матеріалів високої вартості (антифрикційні сплави).
- наявність великих осьових сил, що ускладнюють конструкцію опор .
- низька порівняно із зубчастими передачами несуча здатність, схильність до заїдання .

Класифікація черв'ячних передач.

1. За формою зовнішньої поверхні черв'яка (рис. 12.2):  
циліндричні (рис. 12.2, а); глобоїдні (рис. 12.2, б).

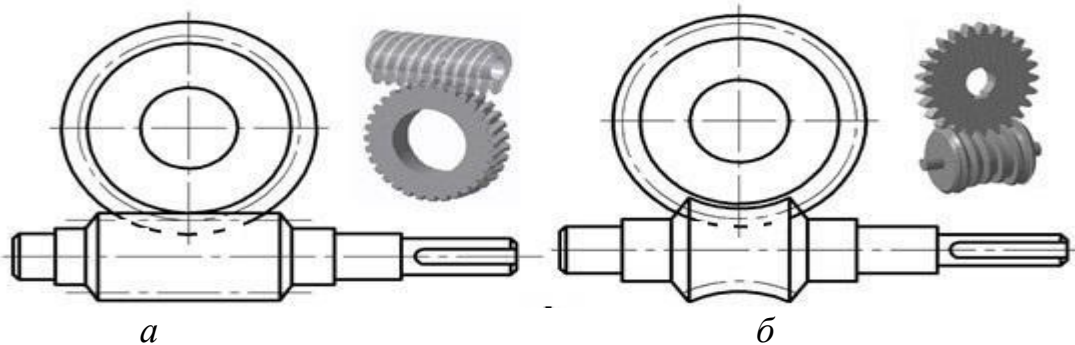


Рисунок 12.2 – Форми зовнішньої поверхні черв'яка

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

2. За формою гвинтової поверхні циліндричного черв'яка (рис. 12.3):

- архімедов черв'як (рис. 12.3, а)
- циліндричний черв'як, торцевий профіль витка якого є архімедовою спіраллю. Цей черв'як подібний до гвинта із трапецеїдальною різьбою;
- конвалютний черв'як (рис. 12.3, б) – торцевий профіль витка є подовженою або скороченою евольвентою (конвалютою);
- евольвентний черв'як (рис. 12.3, в) – має евольвентний профіль витка в його торцевому перетині (як у косозубого колеса).

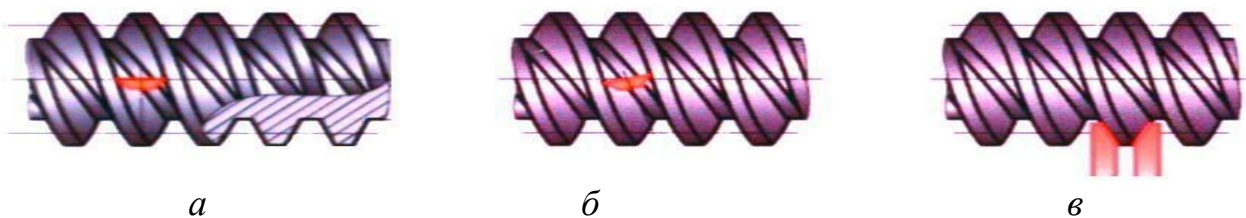


Рисунок 12.3 – Основні типи циліндричних черв'яків

Оскільки навантажувальна здатність черв'яків усіх форм приблизно однакова, вибір профілю визначається переважно технологічними факторами.

У машинобудуванні із циліндричних черв'яків найпоширеніші архімедові черв'яки. Їх можна нарізати на звичайних токарних або різьбофрезерних верстатах.

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

3. За кількістю витків (заходів) різі черв'яка (рис. 12.4):

- з однозаходним черв'яком ( $z_1 = 1$ );
- багатозаходним черв'яком ( $z_1 = 2; 4$ ).

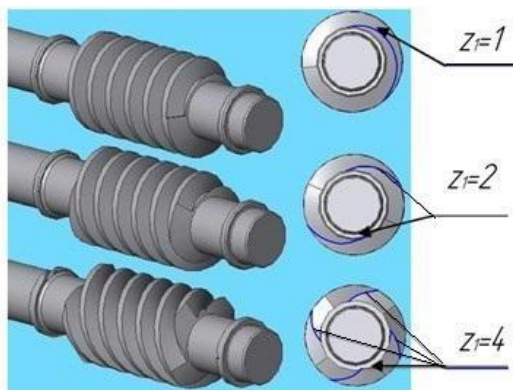


Рисунок 12.4 – Число заходів витків черв'яка

4. За напрямом гвинтової лінії:

- з правим напрямом витків (рис. 12.5, а);
- лівим напрямом витків (рис. 12.5, б).

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

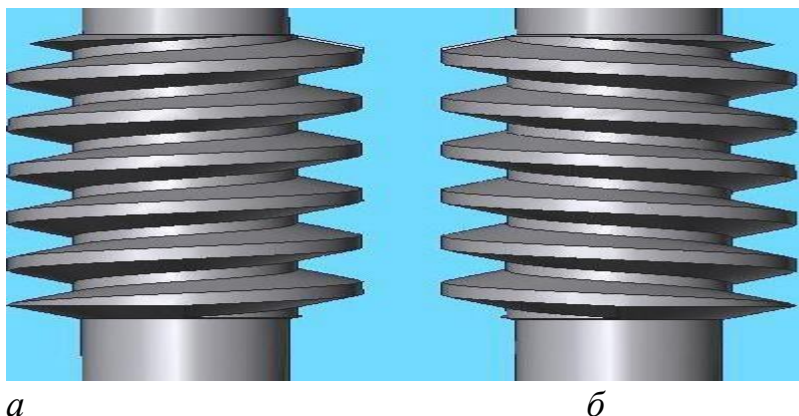
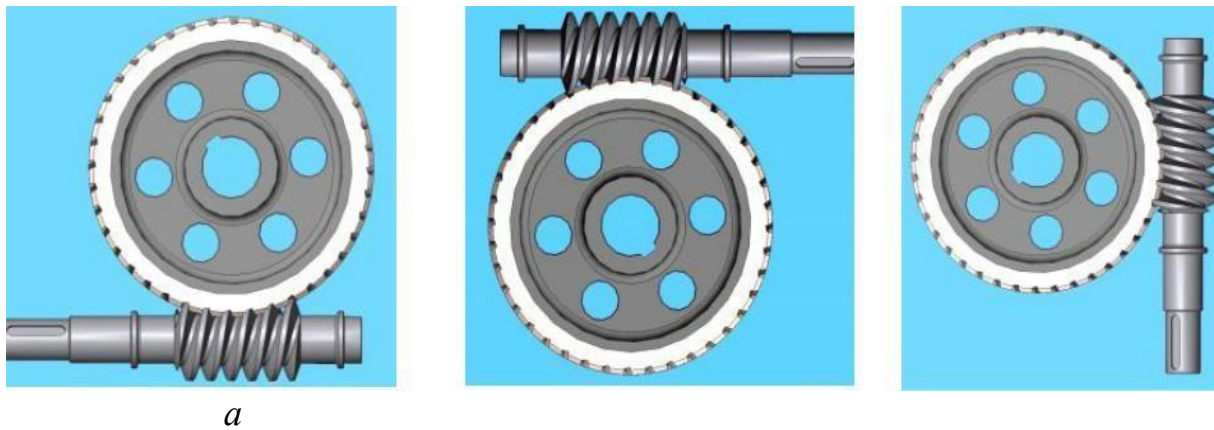


Рисунок 12.5 – Напрямок гвинтової лінії черв'яка

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



*a*

*a* – з нижнім; *б* – з верхнім; *в* – з боковим

Рисунок 12.6 – Схема розташування черв'яка відносно черв'ячного колеса

7. За конструктивним оформленням:

- відкриті;
- закриті (редуктори).

## 12.2. Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей.

Розрахункова схема геометричних параметрів черв'ячної передачі представлена на рис. 12.7.

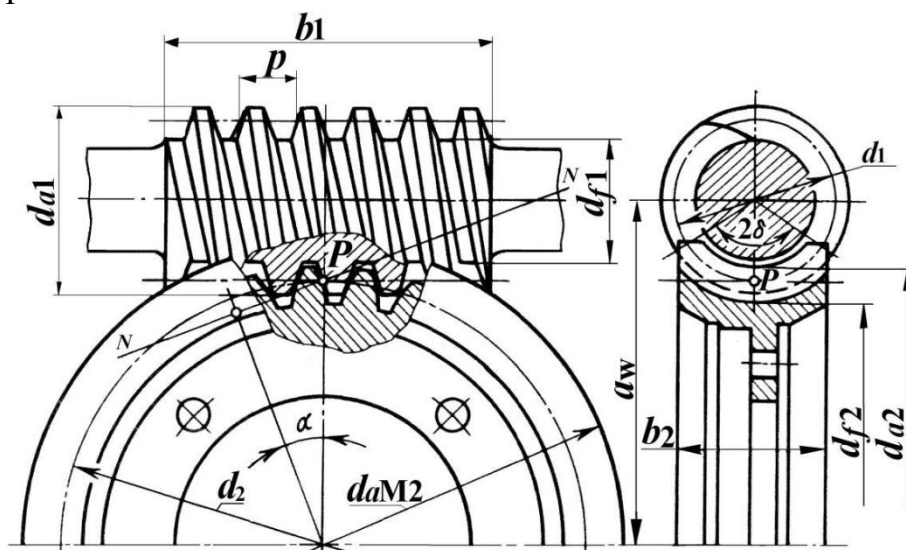


Рисунок 12.7 – Геометричні параметри черв'ячної передачі

### Геометричні параметри черв'яка (архімедового)

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

$$p = \pi \cdot m$$

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

$$t = p \cdot z_1$$

Розрахункова схема геометричних параметрів черв'яка представлена на рис. 12.8.

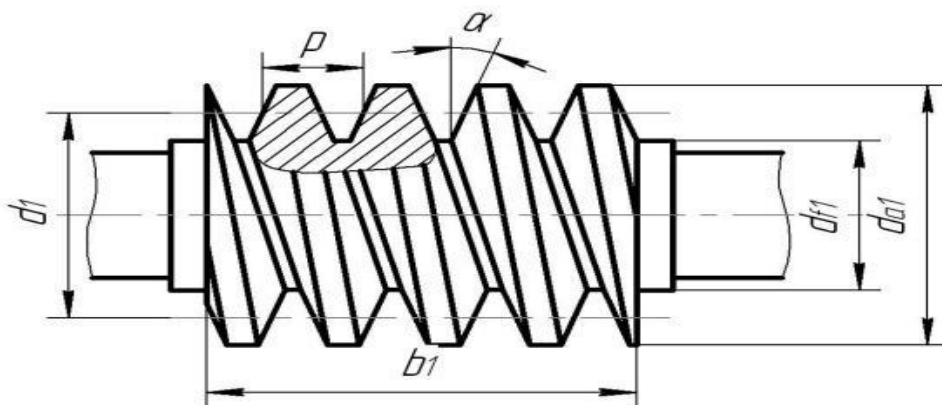


Рисунок 12.8 – Геометричні параметри черв'яка

3. Кількість витків (заходів різі)  $z_1$ : рекомендовано брати залежно від величини передаточного числа передачі:

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

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

5. Коефіцієнт діаметра черв'яка вводять для скорочення номенклатури зубонарізного інструменту:  $q = d_1 / m$  де  $d_1$  – дільний діаметр черв'яка,  $d_1 = m q$

6. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка визначають із розгортки його дільного циліндра (рис. 12.9):  $\gamma = \arctg(z_1 / q)$

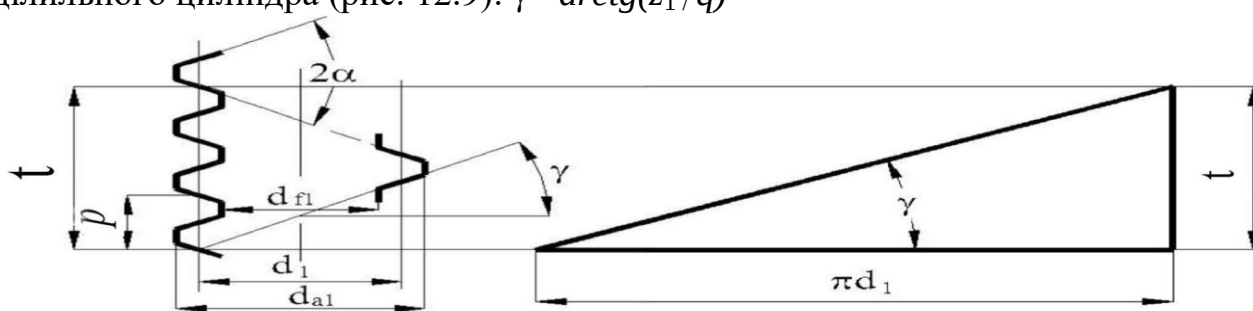


Рисунок 12.9 – Розгортка дільного циліндра черв'яка

7. Висотні параметри витка (зубця):

- висота головки витка (зубця)  $h_a = m$
- висота ніжки витка (зубця)  $h_f = 1,2m$
- висота зубця  $h = h_a + h_f = 2,2m$

8. Діаметр вершин витків:  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m = m(q + 2)$

9. Діаметр впадин витків:  $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4)$

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

11. Довжину нарізаної частини  $b_1$  визначають з умови використання одночасного зачеплення найбільшої кількості зубців колеса – вибирають із рекомендацій.

### Параметри черв'ячного колеса.

Розрахункова схема геометричних параметрів черв'яка представлена на рис.12.10.

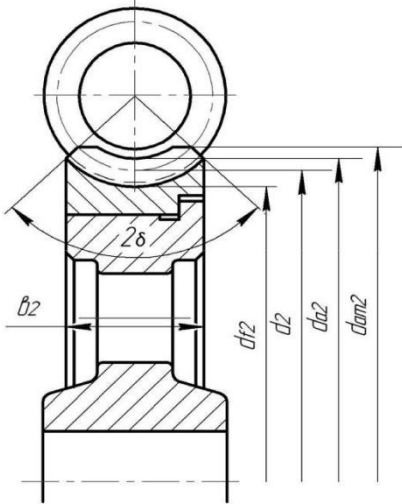


Рисунок 12.10 – Геометричні параметри черв'ячного колеса

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

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

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

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

2. Діаметри:

– ділительний:  $d_2 = m z_2$  ;

– вершин:  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = d_2 + 2 m = m(z_2 + 2)$

– впадин:  $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4)$

3. Найбільший діаметр колеса розраховують з урахуванням рекомендацій:

$$d_{am2} = d_{a2} + (1 \dots 2) m$$

4. Ширина вінця черв'ячного колеса  $b_2$  розраховується з рекомендацій.

5. Кут обхвату черв'яка черв'ячним колесом вибирають у діапазоні

$$2\delta = 90^\circ \dots 110^\circ.$$

### Параметри черв'ячної передачі.

1. Міжосьова відстань передачі  $a_w = 61 \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2}$

2. Передаточне число  $u = n_1 / n_2 = w_1 / w_2$

### Контрольні питання до теми №12

1. Призначення черв'ячної передачі ?
2. Які переваги та недоліки черв'ячної передачі ?
3. Назвіть класифікацію черв'ячної передачі ?
4. Назвіть геометричні та кінематичні параметри черв'ячної передачі?

## Тема №13: Черв'ячні передачі.

### План

- 13.1. Сили в зачепленні черв'ячної передачі.
- 13.2. ККД черв'ячної передачі.
- 13.3. Види пошкоджень черв'ячних передач. Критерії працездатності й розрахунки.
- 13.4. Матеріали деталей передачі.
- 13.5. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі в закритому виконанні.

### 13.1. Сили в зачепленні черв'ячної передачі.

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

Для зручності розрахунків нормальна сила  $F_n$  розкладається на три складові (рис. 13.1) –  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$  :

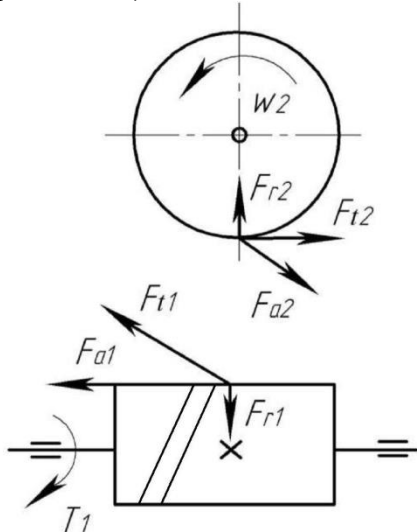


Рисунок 13.1 – Сили в зачепленні черв'ячної передачі

$$F_{t2} = F_{a1} = 2000 \cdot T_2 / d_2 = 1000 \cdot P_2 / V_2,$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \rho'),$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha, F_{n1} = F_{n2} = F_{t2} / \cos \alpha \text{ де } \gamma = \arctg(z_1 / q) - \text{кут підйому гвинтової лінії черв'яка};$$

$$\rho' = \arctg(f / \cos \alpha) - \text{приведений кут тертя в зачепленні};$$

$$f - \text{коефіцієнт тертя в черв'ячній парі};$$

$$\alpha - \text{кут профілю витка черв'яка } (\alpha = 20^\circ).$$

### 13.2. ККД черв'ячної передачі.

Основними є втрати у зачепленні, і за аналогією з гвинтовою парою:

$$\eta = \tan \gamma / \tan(\gamma + \rho')$$

$$- \text{при } u = 8 \dots 15 - z_1 = 4; \eta = 0,87-0,92;$$

$$- \text{при } u = 15 \dots 30 - z_1 = 2; \eta = 0,75-0,82;$$

$$- \text{при } u > 30 - z_1 = 1; \eta = 0,7-0,75.$$

Шляхи підвищення ККД передачі:

1. Збільшення кута підйому витка  $\gamma$  (збільшення кількості заходів  $z_1$ ).
2. Зниження приведенного кута тертя  $\rho$  / (коефіцієнта тертя  $f$ ), що забезпечується:
  - зменшенням шорсткості витків черв'яка й зубців колеса;
  - застосуванням антифрикційних пар матеріалів (сталь – бронза та ін.);
  - підвищенням якості мастила;
  - збільшенням колової швидкості (при цьому відбувається перехід від напіврідинного до рідинного тертя за рахунок втягування масла в клиновий зазор між витком черв'яка й зубцем колеса та формування стійкого масляного шару);
  - підвищенням точності виготовлення й регулюванням зачеплення.

### **13.3. Види пошкоджень черв'ячних передач. Критерії працездатності й розрахунки.**

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

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

При м'якому матеріалі колеса (олов'яні бронзи) заїдання проявляється у формі поступового «намазування» його матеріалу на черв'як (черв'як «жовтіє»). При твердому матеріалі колеса (алюмінієво-залізна бронза, чавун та ін.) заїдання відбувається в більш небезпечній формі, завершується задиранням поверхні з наступним швидким руйнуванням і зношуванням зубців колеса.

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

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

Поломки зубців колеса можливі внаслідок їхнього зношення або помилок виготовлення.

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

Заїдання, задирки та інтенсивність зношування пов'язані з величиною контактних напружень, контактна витривалість зубців колеса є основним критерієм працездатності передачі, тому на проектному етапі розрахунок черв'ячної передачі за контактними напруженнями є визначальним.

Розрахунки запроектованої таким чином передачі на витривалість зубців колеса при згині та їхня міцність у разі максимального навантаження виконують як перевірні.

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

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

2. Втомна згинальна міцність зубця колеса.

3. Статична згинальна міцність при максимальних перевантаженнях.

Для збереження теплового режиму передачі додатково виконують тепловий розрахунок.

#### 13.4. Матеріали деталей передачі.

Черв'яки виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50), а для передач із підвищеними вимогами – із легованих сталей (40Х, 40ХН, 35ХГСА) з термообробкою до твердості  $H1 \geq (45...55)HRC$  з наступним шліфуванням та поліруванням робочих поверхонь.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють переважно із бронзи, інколи з латуні або чавуну. Олов'яні бронзи Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1, БрОНФ та ін. мають високі антифрикційні та протизадирні властивості, однак вони дорогі та дефіцитні. Використовуються, якщо швидкості ковзання  $V_s > 5 \text{ м/с}$ .

Менш дефіцитні й дешевші безолов'яні бронзи БрАЖ94, БрА10Ж4Н4, БрА9ЖЗЛ та ін., але вони мають гірші антифрикційні властивості й погано припрацьовуються, вимагають високої твердості й чистоти поверхні робочих поверхонь витків черв'яка й застосовуються за середніх швидкостей ковзання

$$V_s = 2 \dots 5 \text{ м/с}.$$

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

#### 13.5. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі в закритому виконанні.

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

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

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

де  $\eta$  – ККД черв'ячної передачі;

$P_1$  – потужність на черв'яку;

$K_T$  – коефіцієнт теплопередачі (вибирається із рекомендацій), кількість теплоти, передана в навколишнє середовище з одиниці поверхні  $1 \text{ м}^2$  при різниці

температур в  $1^{\circ}\text{C}$  : при нормальній циркуляції повітря навколо корпусу-  $K_T = 14 \dots 17 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ , при поганій -  $K_T = 8 \dots 10,5 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ .

$t$  – температура нагріву мастила;

$t_0 = 20^{\circ}\text{C}$  – температура навколишнього середовища;

$A$  – площа поверхні корпусу передаточного механізму (у проектному розрахунку розраховується за емпіричними формулами за рекомендаціями).

Звідси

$$t = t_0 + 10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1 / K_T \cdot (t - t_0) A \leq [t]$$

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

### **Контрольні питання до теми №13**

1. Сили в зачепленні черв'ячної передачі?
2. Запишіть і проаналізуйте формулу для визначення ККД черв'ячної передачі?
3. Критерії працездатності для розрахунків черв'ячних передач?
4. Чому для черв'ячних передач передбачається тепловий розрахунок?
5. Порядок теплового розрахунку черв'ячної передачі?
6. Як здійснюються охолодження й змащення черв'ячних передач?
7. Які матеріали застосовують для черв'яка й колеса черв'ячної передачі?

### **Тема №14: Пасові передачі.**

#### **План**

- 14.1. Загальні відомості та класифікація пасових передач.
- 14.2. Елементи пасових передач.
- 14.3. Кінематичні та геометричні параметри передач.

#### **14.1. Загальні відомості та класифікація пасових передач.**

Пасова передача складається зі шківів, що розміщуються на валах, розташованих на значній відстані, і гнучкої ланки (паса), що зв'язує шків (рис. 14.1). Якщо пасова передача використовується в приводі разом з іншими передачами (наприклад, редуктором), то її слід встановлювати на швидкохідному валу приводу.

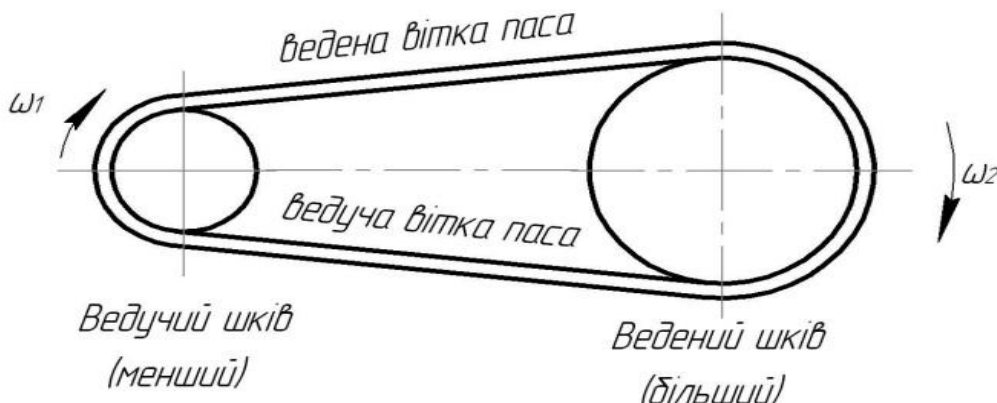


Рисунок 14.1 – Схема пасової передачі

Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківками через можливість проковзування паса на шківках, тому не рекомендується їх використовувати в механізмах, де необхідно точно витримати задане передаточне відношення.

Для передачі корисного навантаження пасовою передачею обов'язково необхідно створити попередній натяг паса за рахунок його пружних властивостей шляхом зміни відстані між шківками або за допомогою спеціальних натяжних пристроїв.

Переваги й недоліки пасових передач.

Переваги:

- простота конструкції і відносно низька вартість
- плавність і мала шумність роботи
- можливість передачі зусилля на значну відстань (до 8...10 м) без ускладнення конструкції
- понижені вимоги до точності монтажу
- еластичність паса, яка дозволяє пом'якшувати удари і поштовхи під час коливання навантаження
- самозахист від перевантаження за рахунок можливості проковзування паса на шківках

Недоліки

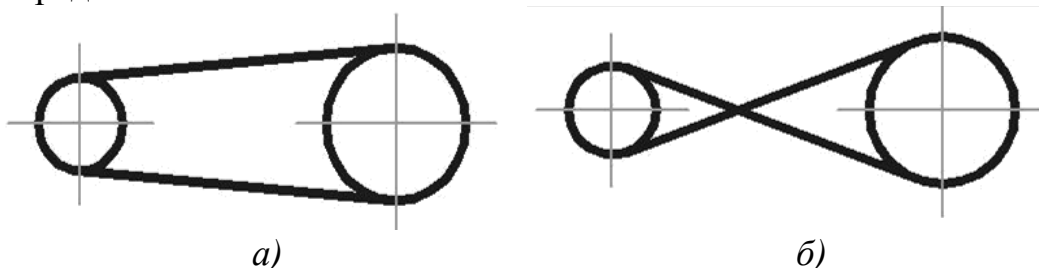
- порівняно великі габарити
- несталість передаточного відношення через ковзання паса на шківках
- підвищене навантаження на вали і підшипники через попередній натяг паса
- мала довговічність паса (800...5 000 год)
- необхідність попередження від попадання мінеральних масел на паси (особливо прогумовані) і шківки
- необхідність застосування натяжних пристроїв для пасової передачі

Класифікація пасових передач:

1. За розміщенням валів існують передачі:

- відкрита (найбільш поширена) (рис. 14.2, а);
- перехресна (обертання валів у різні сторони) (рис. 14.2, б);
- напівперехресна (рис. 14.2, в);
- багатошківна з натяжним роликом (рис. 14.2, г).

Перехресною й напівперехресною можуть бути тільки плоскопасові передачі.



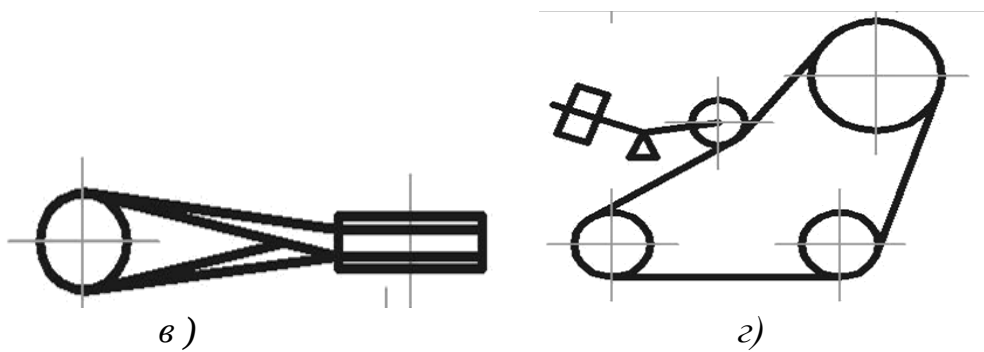


Рисунок 14.2 – Пасові передачі за розміщенням валів

2. Залежно від профілю паса розрізняють (рис. 14.3):

- плоскопасову (рис. 14.3, а);
- клинопасову (рис. 14.3, б);
- з поліклиновим пасом (рис. 14.3, в);
- круглопасову передачі (рис. 14.3, г);
- із зубчастим пасом (рис. 14.3, д).

Найбільш поширені клинопасові передачі. Ефект заклинювання паса в канавці шківа дозволяє передавати значно більші зусилля порівняно з плоскопасовою.

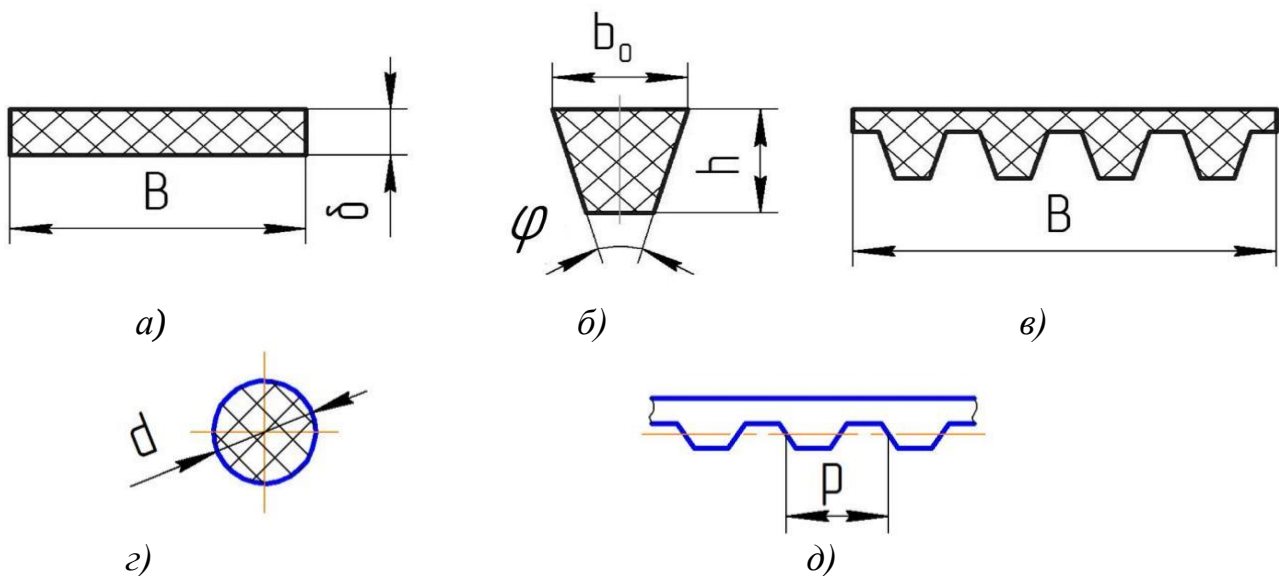


Рисунок 14.3 – Типи пасів

Передачі з поліклиновими пасами поєднують переваги передач із клиновими пасами (підвищене зчеплення зі шківами) і з плоскими (гнучкість, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі).

Передачі з круглими пасами використовують тільки для передач невеликих потужностей (прилади, домашня техніка тощо).

## 14.2. Елементи пасових передач.

### Паси

Приводні паси повинні мати достатню міцність, довговічність, гнучкість, зносостійкість, надійність зчеплення зі шківами й невисоку вартість.

### Плоскі паси

Плоскі паси бувають: кордшнурові (рис. 14.4, а); гумовотканинні (рис. 14.4, б); нарізні паси типу А ( $V \leq 30 \text{ м/с}$ ) (рис. 14.4, в, ж), нарізні паси типу Б пошарово завернуті ( $V \leq 20 \text{ м/с}$ ) (рис. 14.4, з, ж) і нарізні паси типу В спірально загорнуті ( $V \leq 15 \text{ м/с}$ ) (рис. 14.4, д, ж); бавовняні суцільно ткані, шкіряні, синтетичні.

Кордшнурові й гумовотканинні паси найбільш поширені. Вони складаються з тканинного каркаса 1 з гумовими прошарками 2 (див. рис. 14.4).

Основне навантаження сприймається тканиною, а гума забезпечує роботу паси як єдиного цілого, захищає тканину від пошкоджень і підвищує коефіцієнт тертя паси зі шківом. Розміри перерізу паси (див. рис. 14.3, а):  $b$  – ширина паси;  $\delta$  – товщина паси типу В спірально загорнуті ( $V \leq 15 \text{ м/с}$ ) (рис. 14.4, д, ж); бавовняні суцільно ткані, шкіряні, синтетичні.

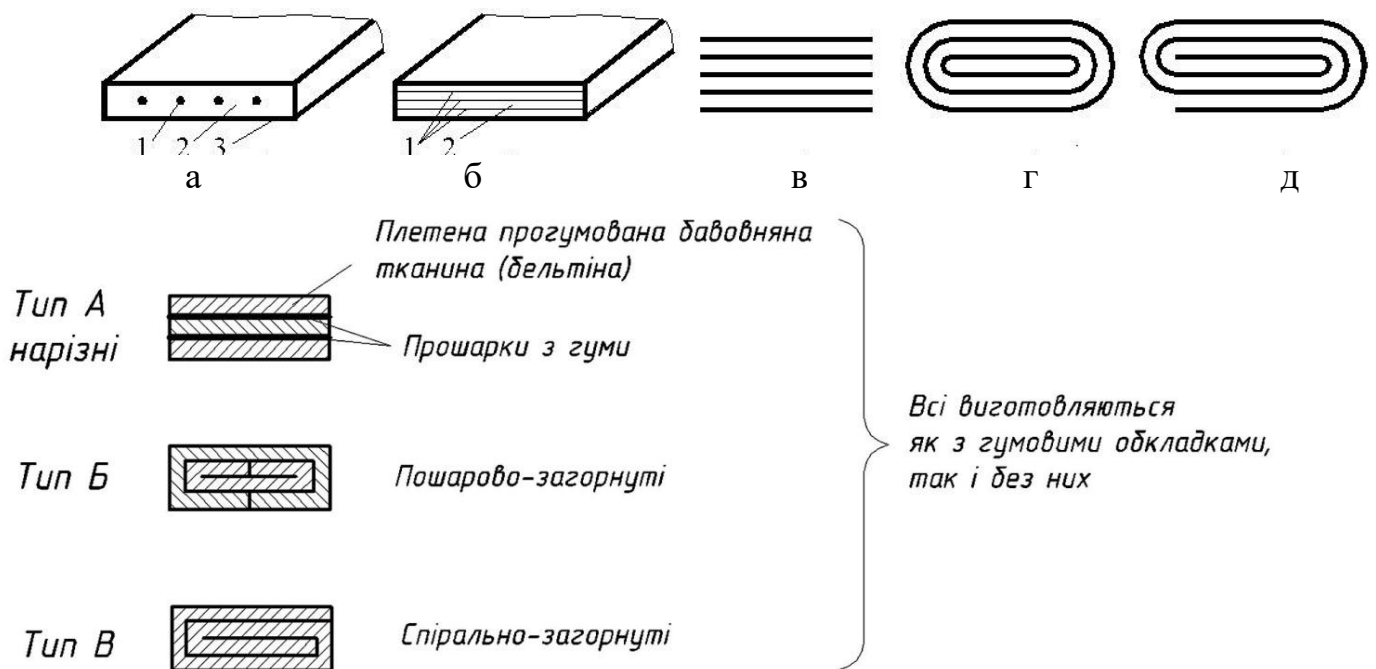


Рисунок 14.4 – Види кордшнурових і гумовотканинних пасів

Гумовотканинні паси мають гарну тягову здатність, міцність, еластичність, малочутливі до вологості й коливань температури, однак не стійкі до нафтопродуктів. Гумовотканинні паси допускають швидкість до  $30 \text{ м/с}$ .

Шкіряні паси серед плоских пасів мають найбільшу тягову здатність і еластичність. Вони добре працюють при змінних і ударних навантаженнях, на шківах малих діаметрів і більших швидкостях (до  $45 \text{ м/с}$ ).

Через дефіцитність і високу вартість застосування шкіряних пасів вельми обмежене.

Бавовняні паси дорогі, але добре протистоять вогкості і впливу хімічних речовин. Вони добре працюють при нерівномірних і ударних навантаженнях та допускають швидкості до  $30 \text{ м/с}$ .

Синтетичні плоскі паси складаються з капронової або лавсанової тканини, просоченої поліамідними розчинами й покритої фрикційною поліамідною плівкою. Дуже перспективні плоскі паси із синтетичних матеріалів, які мають статичну

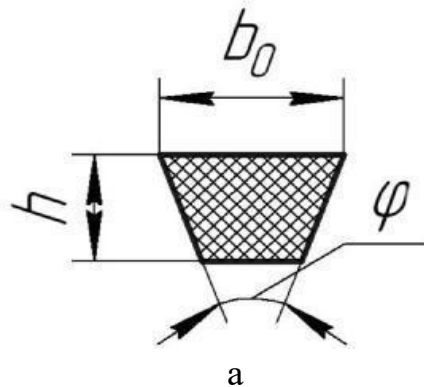
міцність, еластичність і довговічність. Швидкість паса досягає 100 м/с передана потужність – до 1000 кВт.

Плівкові паси малої товщини (0,4..1,2 мм) працюють при швидкостях 100 м/с на шківів малих діаметрів. Тягову здатність плівкових пасів підвищують за рахунок спеціальних плівкових покриттів. ККД передач плоским пасом становить (0,93...0,98). Передаточне відношення відкритої передачі  $u \leq 5$ .

### Клинові паси

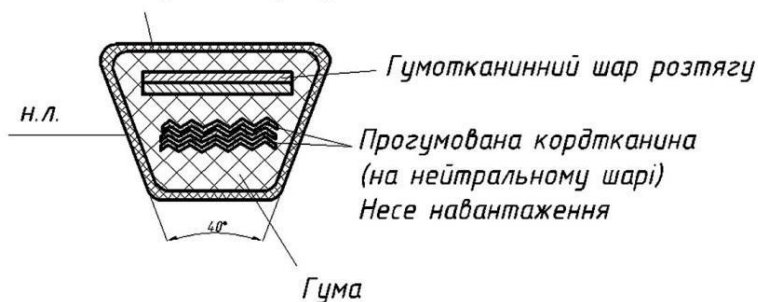
Клинопасова передача застосовується у вигляді відкритої передачі і працює з одним або декількома пасами.

Клинові паси – це безкінечні паси з перерізом у вигляді трапеції з робочими боковими сторонами й кутом клину  $\varphi \cong 40^\circ$  (рис. 14.5, а). Завдяки клиновій дії ці паси мають підвищену силу зчеплення зі шківів, що дозволяє за однакового навантаження одержати передачу з меншими габаритами і з меншим натягом паса.

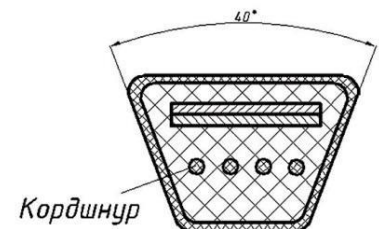


### Кордтканинні

Обгортка з прогумованої тканини



### Кордшнурові



б

а – розрахункова схема; б – конструкція клинових пасів

Рисунок 14.5 – Перерізи клинових пасів

Стандарт передбачає 7 перерізів клинових пасів нормального перерізу (рис. 14.6): О, А, Б, В, Г, Д, Е (відповідне позначення ISO: Z, A, B, C, D, E, EO). За галузевим стандартом випускають вузькі паси 4 перерізів: УО, УА, УБ, УВ (позначення ISO: SPZ, SPA, SPB, SPC).

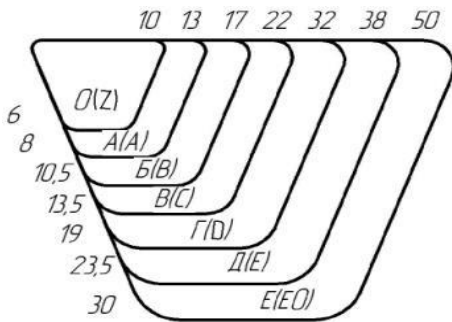


Рисунок 14.6 – Розміри стандартних пасів нормального перерізу (мм)

Залежно від будови несучого шару (корду) клинові паси нормального перерізу виготовляють двох типів: кордтканинні (рис. 14.5, б) і кордшнурові (рис. 14.5, в). У кордтканинних пасах корд складається із декількох шарів віскозної, капронової чи лавсанової тканини. У кордшнурових пасах корд складається з одного ряду кручених анідних шнурів. Такі паси порівняно з кордтканинними мають більшу гнучкість і можуть використовуватися за менших діаметрів шківів і більших швидкостей, але вони мають меншу довговічність.

Клинові вузькі паси мають більшу тягову здатність і довговічність, ніж паси нормального перерізу, і поступово витісняють останні, особливо в автомобілях і сільськогосподарських машинах.

Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами. Розрахункові довжини пасів виміряють за нейтральним шаром у натягнутому стані.

У разі збільшення кількості пасів у комплекті важко одержати їх рівномірне навантаження через неминучі похибки розмірів пасів і канавок шківів, тому не рекомендується кількість пасів в комплекті брати більше восьми (практично шести). У разі виходу з ладу одного паса необхідно міняти весь комплект.

#### Поліклинові паси

**Поліклинові паси** – безкінечні плоскі паси з повздовжніми виступами (ребрами) на внутрішній поверхні (рис. 14.7). Кількість клинових ребер може бути від 2 до 36. У плоскій частині поліклинових пасів розміщується високоміцний шнуровий корд із віскози, скловолокна або лавсану й декілька шарів діагонально змотаної тканини, що надає пасу більшу поперечну гнучкість.



Рисунок 14.7 – Переріз поліклинового паса

Поліклинові паси поєднують переваги клинових (високу тягову здатність) і плоских (гнучкість) пасів, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі. Мала висота перерізу порівняно з клиновими пасами нормального перерізу сприяє зниженню рівня згинальних і крутильних коливань в агрегатах.

Поліклинові паси особливо чутливі до непаралельності валів і осьового зміщення, оскільки це порушує нормальний контакт паса зі шківом. Рекомендується, щоб у передачах із цими пасами непаралельність валів не перевищувала  $20^{\circ}$ , а осьове зміщення робочих поверхонь шківів  $-15^{\circ}$ .

Поліклинові паси випускають трьох поперечних перерізів: К, Л, М, кожен з яких має свої розміри й кількість ребер. Пас із перерізом К замінює клинові паси О і А, з перерізом Л: Б і В, а з перерізом М: В, Г, Д і Е.

Круглі паси використовують для передачі невеликих навантажень, зазвичай – у приладах. Виготовляються зі шкіри, бельтінгу, бавовни, капрону.

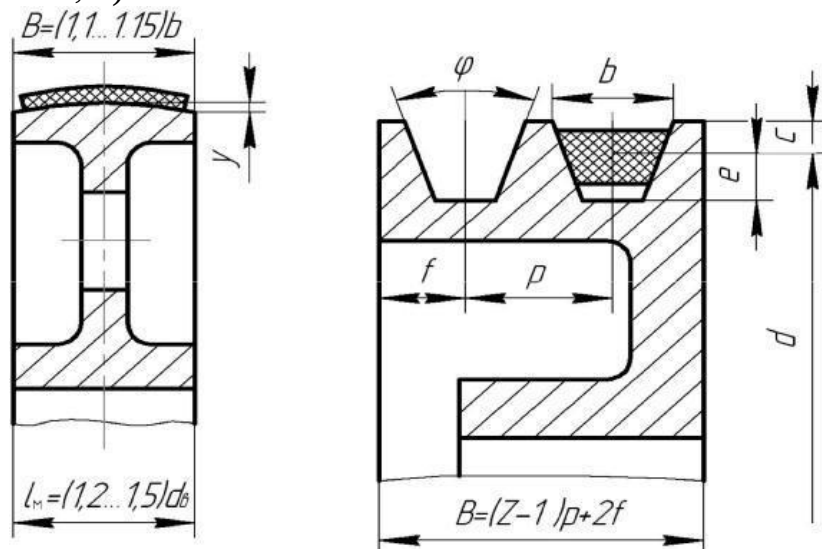
У клинопасових передачах зі шківом малих діаметрів використовують клинові зубчасті паси.

### Шків

Матеріал шківів і спосіб їх виготовлення залежить від колової швидкості: при  $V \leq 30$  м/с – шків виготовляється литим з чавуну СЧ 10 і СЧ 15, за більших швидкостей використовують сталі литі або зварні шків. Шків можуть виготовлятися також з алюмінієвих сплавів і текстоліту; оскільки шків із цих матеріалів мають меншу масу порівняно зі сталевими й чавунними, то їх раціонально використовувати у швидкохідних пасових передачах.

Форма робочої поверхні ободу залежить від форми поперечного перерізу паса. У шківів плоскопасових передач це може бути гладка циліндрична, випукла (рис. 14.8, а) (для забезпечення центрування паса) або циліндрична з краями у формі конуса поверхні.

Для шківів клинопасових передач робочими є бокові сторони клинових канавок, розміри й кількість яких вибираються залежно від вибраного перерізу паса (рис. 14.8, б).



а – плоскопасова передача; б – клинопасова

Рисунок 10.8 – Конструкції шківів

У разі обгинання шківа кут клину клинового паса змінюється порівняно з початковим ( $\varphi \cong 40^{\circ}$ ), причому ця зміна тим більша, чим менший діаметр шківа.

Для забезпечення правильного контакту паса зі шківом кут канавки вибирається згідно зі стандартом залежно від діаметра шківів в межах  $34...40^\circ$ .

### 14.3. Кінематичні та геометричні параметри передач.

У пасових передачах завжди має місце пружне ковзання паса по шківів, а за певних умов – буксування. Унаслідок неминучого пружного ковзання колова швидкість  $V_2$  на веденому шківі менше колової швидкості  $V_1$  на ведучому ( $V_1 > V_2$ ).

Швидкість паса на ведучому шківі спадає від  $V_1$  до  $V_2$ , а на веденому – зростає від  $V_2$  до  $V_1$ . При цьому повна дуга обхвату пасом шківів складається із двох ділянок – дуги спокою й дуги (визначається кутом  $\beta$ ) пружного ковзання. Від співвідношення дуг пружного ковзання і спокою залежить запас сил тертя на шківів, який характеризує надійність відсутності буксування паса.

При частковому буксуванні пас проковзує по шківі, при повному буксуванні пас і ведений шків зупиняються. Це аварійний режим роботи. При частих буксуваннях паси перегріваються і швидко зношуються.

Величину  $\varepsilon$  називають коефіцієнтом пружного ковзання:

$$\varepsilon = V_1 - V_2 / V_1$$

$$V_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000 ; V_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 / 60000 - \text{колові швидкості на шківів.}$$

Тоді передаточне число пасової передачі

$$u = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = \omega_1 / \omega_2 = T_2 / T_1 \cdot \eta$$

Передаточні числа пасових передач, як правило, не перевищують  $u \leq 4...5$ . Загальна схема передачі зображена на рис. 10.9. Основні елементи пасової передачі (див. рис. 14.9): 1 – ведучий шків; 2 – приводний пас; 3 – ведений шків; 4 – натяжний пристрій для забезпечення початкового натягу паса та створення сили тертя між ним і шківів;  $v_ч$  – ведуча (робоча) вітка паса;  $v_н$  – ведена (холоста) вітка.

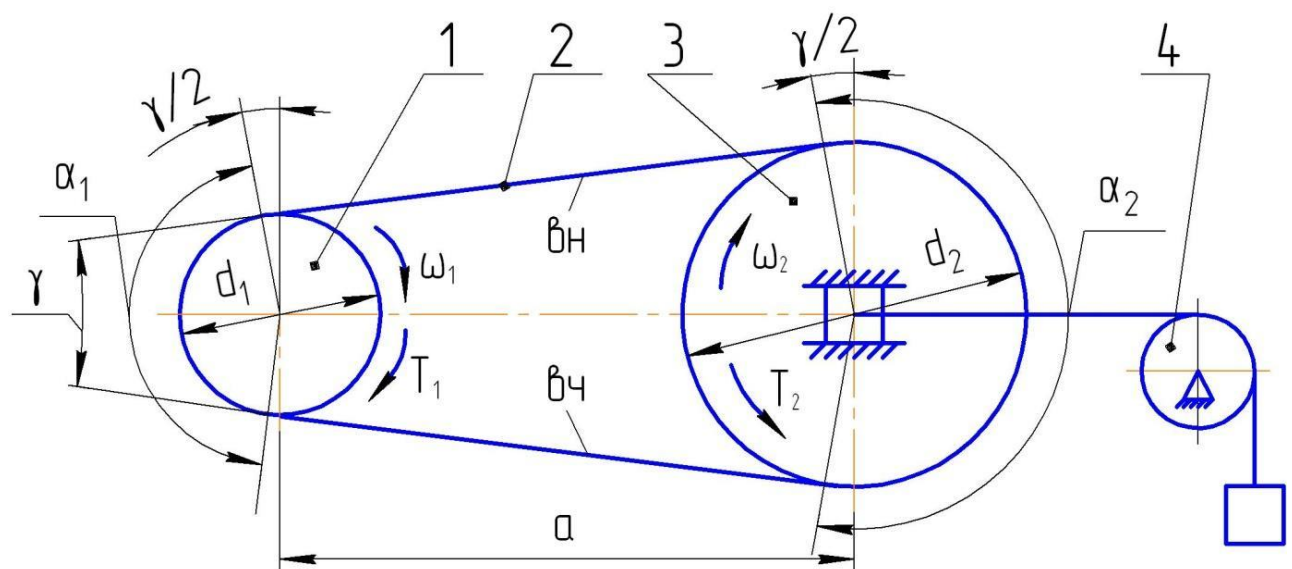


Рисунок 14.9 – Схема пасової передачі

Основні параметри передачі (див. рис. 14.9):

$d_1, d_2$  – діаметри ведучого й веденого шківів;

$a$  – міжосьова відстань;

$\gamma$  – кут між вітками;

$\alpha_1$  – кут обхвату ведучого шківa ( $\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$ );

$\alpha_2$  – кут обхвату веденого шківa ( $\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$ );

$L$  – довжина паса;

$\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості шківів;

$T_1, T_2$  – обертальні моменти на шківaх (відповідно рушійний та опору).

### **Контрольні питання до теми №14**

1. Пасові передачі – принцип дії, типи пасів. Які паси найпоширеніші?
2. Переваги й недоліки пасових передач, області їх застосування.
3. Перелічіть основні типи приводних пасів, опишіть конструкцію й матеріали для їх виготовлення.
4. Які види ковзання спостерігаються в пасовій передачі? Від чого залежить відносне пружне ковзання і як воно впливає на передаточне число передачі?
5. Чому клинові паси здатні передати більші навантаження, ніж плоскі?
6. Які переваги мають зубчасті пасові передачі в порівнянні зі звичайними?
7. Перелічіть основні геометричні та кінематичні параметри передачі?

### **Тема №15: Ланцюгові передачі.**

#### **План**

15.1. Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач.

15.2. Елементи ланцюгових передач.

15.3. Кінематичні та геометричні параметри передач.

#### **15.1. Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач.**

Ланцюгова передача – передача зачепленням із проміжним гнучким зв'язком, заснована на зачепленні шарнірів або зубців ланцюга із зубцями зірочок. Ланцюгові передачі застосовуються при значних міжосьових відстанях, а також для передачі руху від одного ведучого вала декільком веденим, коли застосування зубчастих передач неможливе або недоцільне, а пасові передачі недостатньо надійні.

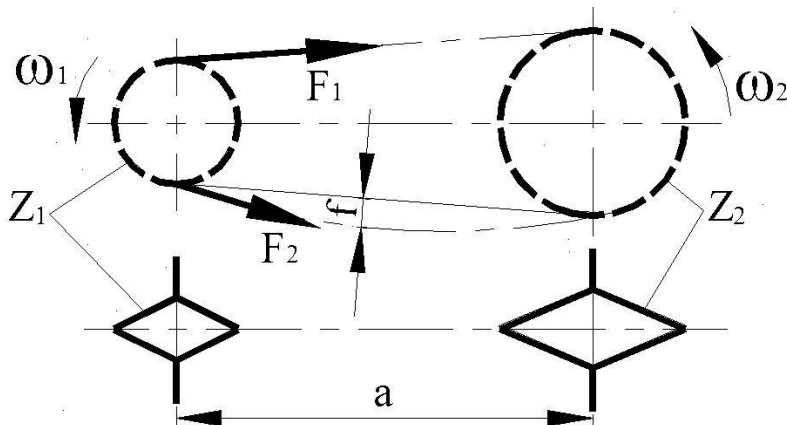


Рисунок 15.1 – Ланцюгова передача

Передача (рис. 15.1) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, розміщених на відповідних валах, і ланцюга, що знаходиться в зачепленні із зірочками.

Вільний відрізок ланцюга, який набігає на ведучу зірочку, називається ведучою віткою, а інша вільна ділянка ланцюга – веденою віткою.

Галузі використання передачі: у різних верстатах, сільськогосподарських і транспортних машинах, приводах конвеєрів і т. д.

Переваги ланцюгових передач .

- можливість передачі обертового руху на значну відстань (до 8 м),
- відсутність проковзування,
- достатньо високий ККД,
- сталість середнього передаточного відношення,
- відносно невеликі навантаження на вали.

Недоліки ланцюгових передач .

- збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів,
- досить швидкий знос шарнірів ланцюга внаслідок обмеженого підводу змазки

- нерівномірність руху (шум, підвищені динамічні навантаження)
- потреба в додаткових пристроях для регулювання натягу
- відносна висока вартість

Ланцюгові передачі працюють на швидкостях руху ланцюга до 15 м/с, можуть передавати потужність до 100 кВт, мають передаточні числа до 10.

Прийнято класифікувати ланцюгові передачі за такими ознаками:

1. За типом ланцюга: на передачі з роликівими, втулковими та зубчастими ланцюгами.

2. За способом регулювання натягу ланцюга: нерегульовані (з постійною міжосьовою відстанню), з періодичним і автоматичним регулюванням натягу.

3. За кількістю ведених зірочок, охоплених одним ланцюгом: однозірчкові й багатозірчкові.

4. За конструктивним виконанням: відкриті й закриті передачі, що працюють у закритому корпусі в умовах неперервного змащування.

## 15.2. Елементи ланцюгових передач.

### *Ланцюги*

У машинах застосовуються тягові ланцюги – для переміщення вантажів у транспортувальних машинах; вантажні – для підвішування вантажів; приводні – для використання в ланцюгових передачах. Основні типи приводних ланцюгів: роликіві, втулкові та зубчасті.

У приводах сільськогосподарських машин також широко використовуються спеціальні приводні ланцюги: роликіві із зігнутими пластинами, фасонні крючкові тощо.

Роликіві ланцюги складаються із зовнішніх та внутрішніх ланок, з'єднаних між собою шарніром (рис. 15.2). Пластини 2 внутрішньої ланки напресовані на втулки 3, пластини 1 зовнішньої ланки напресовані на валики 4, які

розвальцьовують на торцях. Кожен валик 4 входить у втулку 3 й утворює шарнір. Ролик 5 вільно обертається під час входження у зачеплення із зубцями зірочки.

Приводні роликові ланцюги можуть бути однорядними (позначення ПР) або багаторядними: дво- (2ПР), три- (3ПР) та чотирирядними (4ПР).

Багаторядні ланцюги дозволяють збільшити навантаження майже пропорційно кількості рядів.

Умовне позначення стандартних приводних роликових ланцюгів: літери ПР, цифри перед літерами позначають кількість рядів (однорядні не позначають), числа після літер позначають крок ланцюга  $p$  у міліметрах і руйнівне навантаження  $F_{руйн}$ .

Наприклад:

ПР-25,4-5670 – однорядний приводний роликовий ланцюг, крок 25,4 мм, руйнівне навантаження 56 700 Н;

2ПР-19,05-7200 – дворядний приводний роликовий ланцюг, крок 19,05 мм, руйнівне навантаження 72 000 Н.

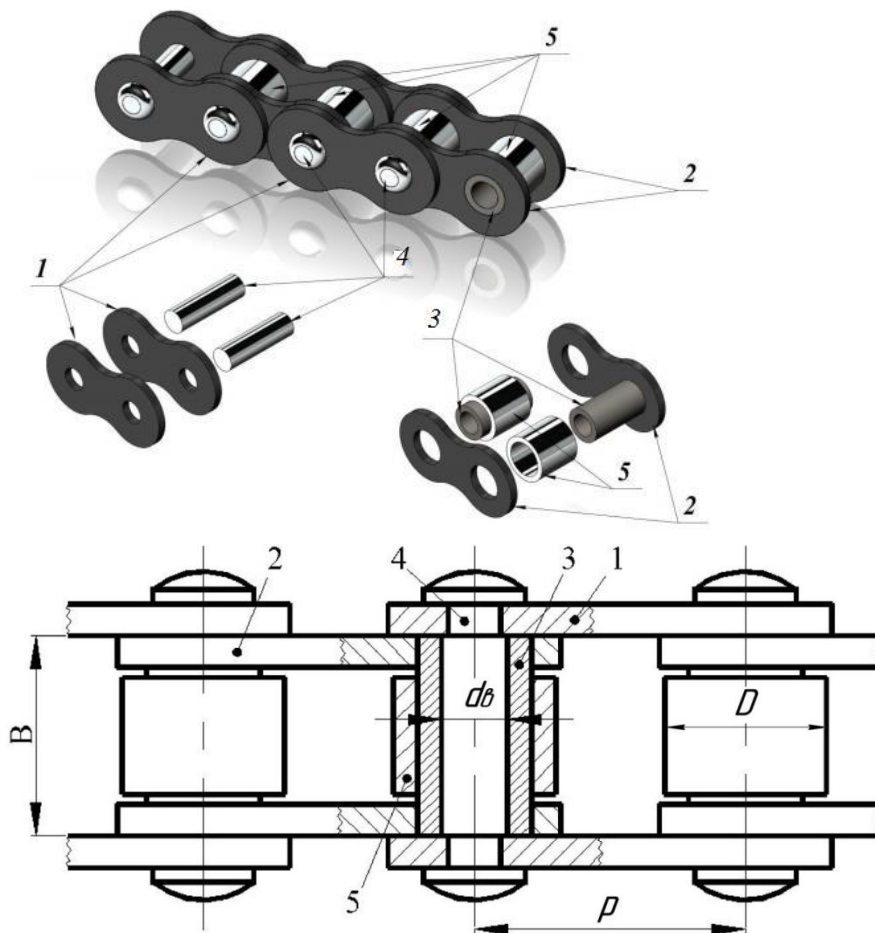
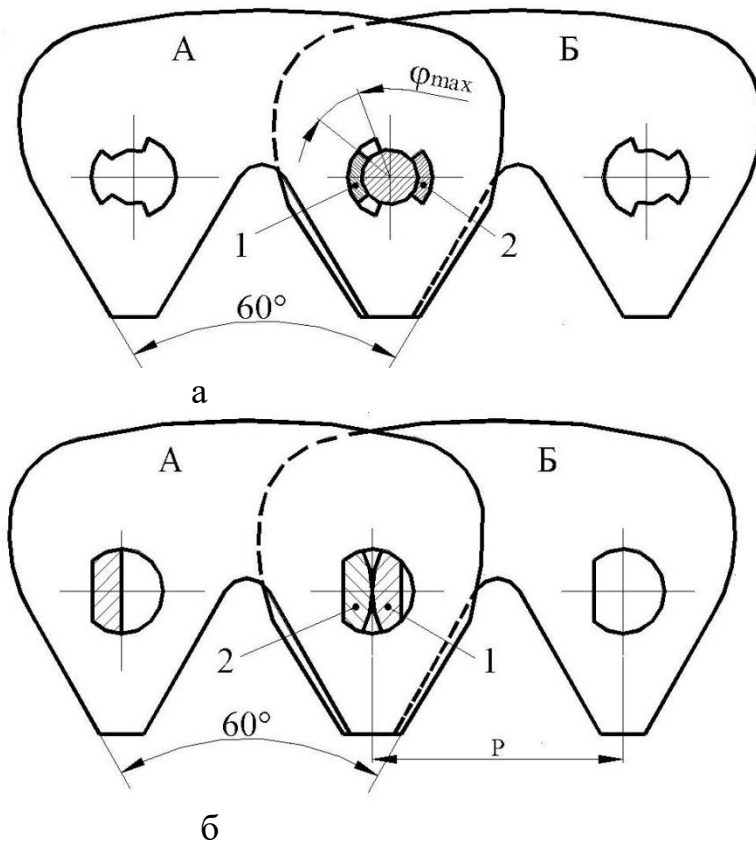


Рисунок 15.2 – Конструкція приводного роликового ланцюга

Конструкція втулкових ланцюгів відрізняється від конструкції роликових тільки відсутністю ролика. Маса й вартість втулкового ланцюга менші, ніж роликового, але менша і його зносостійкість.

Зубчасті ланцюги складаються із набору пластин, кожна з яких має два зубця із впадиною між ними для зубця зірочки. Кількість пластин визначає ширина ланцюгу, яка залежить від величини потужності, що передається (відомі ланцюги

із шириною до 1,5 м). Робочими гранями пластин є площини зубців, які розміщуються під кутом  $60^\circ$ , якими кожна ланка ланцюга сідає на два зубця зірочки. Завдяки цій особливості зубчасті ланцюги мають мінімально можливий крок і тому допускають більш високі швидкості. Для запобігання боковому сповзанню ланцюга із зірочки використовують напрямні пластини, які розміщуються по боках або посередині ланцюга. Шарніри зубчастих ланцюгів бувають із шарнірами ковзання (рис. 15.3, а) і з шарнірами кочення (рис. 15.3, б). Шарніри кочення розроблені недавно і є прогресивною конструкцією.



а – з шарнірами ковзання; б – з шарнірами кочення  
Рисунок 15.3 – Конструкція зубчастих ланцюгів

Пластини кочення з'єднуються шарніром, що складається з двох призм 1, 2 із циліндричними поверхнями. Одна з призм 1 з'єднується з пластинами однієї ланки А, друга 2 – з пластинами сусідньої ланки Б. У разі руху ланцюга зірочкою призми перекочуються одна по іншій, забезпечуючи таким чином тертя кочення. Порівняно з іншими зубчасті ланцюги дозволяють передавати більші навантаження, працюють плавніше і з меншим шумом, але складніші у виготовленні й дорожчі. Рекомендуються до використання за порівняно високих швидкостей.

Пластини ланцюгів виготовляють із вуглецевих і легованих сталей (сталі 40, 45, 50, 30ХН3А) із гартуванням до твердості  $H = 32...44\text{HRC}$ , валики, втулки й ролики – із цементованих сталей (сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 40ХН) з термообробкою до твердості  $H = 45...65\text{HRC}$ .

Для нормального з'єднання ланцюгового контуру передачі необхідно, щоб кількість його ланок була парною.

### **Зірочки**

Профіль та розміри зубців зірочок залежать від конструкції і розмірів ланцюга. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 15.4), його діаметр дорівнює:

$$d = p / \sin(180^\circ / z)$$

Усі інші розміри профілю зубців зірочки визначаються стандартом. Зірочки виготовляють із середньовуглецевих або легованих сталей 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості  $H = 45 \dots 55 HRC$  або цементованих сталей 15, 20Х, 12ХН3А з термообробкою до твердості  $H = 55 \dots 60 HRC$ . Для виготовлення зірочок тихохідних передач (швидкість  $V < 3 \text{ м/с}$ ) використовують чавуни.

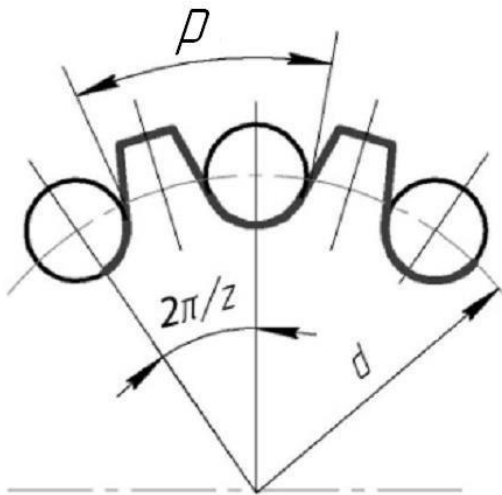


Рисунок 15.4 – Розміри зірочки ланцюгової передачі

### **15.3. Кінематичні та геометричні параметри передач.**

Для ланцюгових передач характерна не постійна, а середня швидкість руху ланцюга. Це пояснюється тим, що ланцюг складається з окремих ланок і розташовується на зірочці не по колу, а по багатокутнику з кількістю вершин, що дорівнює кількості зубців зірочки. Тому швидкість ланцюга змінна в межах повороту зірочки на один зубець, але середня швидкість за один оборот постійна. Періодична зміна швидкості є причиною додаткових динамічних навантажень, які є основною причиною руйнування шарнірів ланцюга й зубців зірочок, а також підвищеного шуму передачі.

Середня швидкість для ланцюга визначається за формулою

$$V = \pi \cdot z \cdot n / 60000$$

де  $p$  – крок ланцюга;

$z$  – кількість зубців зірочок;

$n$  – частота обертання зірочок.

Ланцюгові передачі працюють на швидкостях руху ланцюга до 15 м/с, можуть передавати потужність до 100 кВт, мають передаточні числа до 10.

### **Контрольні питання до теми №15**

1. Які переваги ланцюгової передачі забезпечують її широке застосування й

*у яких областях?*

*2. Недоліки ланцюгових передач, області їх застосування.*

*3. Які типи ланцюгів найпоширеніші?*

*4. Охарактеризуйте конструкцію роликів і зубчастих ланцюгів.*

*У яких випадках використовують багаторядні роликові ланцюги?*

*5. Із чим пов'язані нерівномірність ходу ланцюгової передачі, удари шарнірів ланцюга по зубцях зірочки й коливання віток ланцюга.*

*6. Від чого залежить інтенсивність зношування шарнірів ланцюга?*

*7. За якими параметрами оптимізують конструкцію ланцюгової передачі?*

### **Список рекомендованої літератури:**

1. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин. 2015 Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.
2. Стрелец В. В. Деталі машин і основи конструювання. Суми:Сумський державний університет, 2022 – 150 с.
3. Карнаух С.Г. Таровик М.Г. Деталі машин.Краматорськ : ДДМА.2018 – 252 с.
4. Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін. Деталі машин. Київ:Агроосвіта,2013 – 448 с.

### **Допоміжна**

6. Головня В.Д. Деталі машин. Курсове проектування : навч.-метод. посібник / В.Д. Головня, Г.М. Виговський, Н.О. Балицька. – Ж.: Житомирська політехніка, 2019. - 120 с.
7. Овчаров Б.З, Міняйло А.В, Мазоренко Д.І, Тіщенко Л.М Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 1. Механічні передачі. Харків: ХНТУСГ, 2006 - 366 с.
8. Гайдамака, А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посібник / А. В. Гайдамака ; НТУ “ХПІ”. — Харків : НТУ “ХПІ”, 2020. — 276 с.
9. Зубченко І.І. Деталі машин: конспект лекцій / І.І. Зубченко. –. Тернопіль, 2000. – 212 с.
10. Павлище, В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] : підручник / В. Т. Павлище. – 2-е вид., випр. – Львів : Афіша, 2003. – 558 с.

### **Інтернет-ресурси:**

[www.nbuv.gov.ua](http://www.nbuv.gov.ua) Національна бібліотека України ім. І.І. Вернадсько  
<http://www.kmu.gov.ua/> Урядовий портал  
<http://www.rada.gov.ua/> Верховна рада України  
[ip.edu.ua](http://ip.edu.ua) Львівська політехніка  
[www.kpeklnu.at.ua](http://www.kpeklnu.at.ua) Он-лайн ВСП «КПЕФК ЛНТУ»  
[www.askon.kiev.ua](http://www.askon.kiev.ua) Он-лайн компанія АСКОН Комплексні рішення  
[www.center-sapr.com](http://www.center-sapr.com) Он-лайн компанія «Центр САПР» м. Львів

## ЗМІСТ

|                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Вступ.....                                                                               | 3  |
| <b>Розділ I. Загальні відомості про конструювання деталей машин</b>                      |    |
| 1. Загальна характеристика дисципліни .....                                              | 4  |
| 2. Основні критерії працездатності і розрахунку деталей .....                            | 8  |
| 3. Матеріали для виготовлення деталей машин .....                                        | 12 |
| 4. Методи стандартизації. Правила оформлення конструкторської документації по ЄСКД ..... | 17 |
| <b>Розділ II. Конструювання механічних передач</b>                                       |    |
| 5. Механічна передача, класифікація та основні характеристики .....                      | 25 |
| 6. Фрикційні передачі .....                                                              | 29 |
| 7. Зубчасті передачі .....                                                               | 34 |
| 8. Циліндричні зубчасті передачі .....                                                   | 40 |
| 9. Конічні зубчасті передачі .....                                                       | 44 |
| 10. Планетарна та хвильова зубчаста передача .....                                       | 49 |
| 11. Передача гвинт-гайка .....                                                           | 52 |
| 12. Черв'ячні передачі .....                                                             | 56 |
| 13. Черв'ячні передачі .....                                                             | 62 |
| 14. Пасові передачі .....                                                                | 65 |
| 15. Ланцюгові передачі .....                                                             | 73 |
| Список рекомендованої літератури.....                                                    | 79 |

Конструювання деталей машин [Текст]: конспект лекцій для здобувачів освітньо-професійного ступеня фаховий молодший бакалавр спеціальності 133 Галузеве машинобудування денної форми здобуття освіти /уклад. Олександр СИМОНІК. – Ковель: ВСП «КПЕФК ЛНТУ», 2025. – 84 с.

Комп'ютерний набір і верстка:  
Редактор:

Підп. до друку «\_\_\_»\_\_\_\_\_2025. Формат 60х84/16. папір.офіс.  
Гарн.Таймс. Ум.друк. арк. \_\_\_\_ Обл.-вид. арк. \_\_\_\_ Зам. \_\_\_\_  
Тираж \_\_\_\_ прим.

ВСП «КПЕФК ЛНТУ»  
45000 м. Ковель, вул. Заводська, 23  
Друк – ВСП «КПЕФК ЛНТУ»





