

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра механіки і проектування машин**

**О.В. Орбинський, О.В. Надтока**

**ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА**

***Конспект лекцій***

**Частина 2**

**Харків – 2015**

Оробинський О.В, Надтока О.В. Технічна механіка:  
Конспект лекцій. – Харків: УкрДУЗТ, 2015. – Ч. 2. – 86 с.

Конспект лекцій призначений для студентів денної та заочної форм навчання всіх спеціальностей факультету УПП. За обсягом конспект охоплює другу частину курсу та є основною складовою частиною методичного забезпечення роботи студентів при вивченні дисципліни «Технічна механіка». У другій частині конспекту лекцій з дисципліни «Технічна механіка» розглянуто розділи «Кінематика» і «Динаміка» з курсу «Теоретична механіка», а також «Деталі машин» та «Взаємозамінність норм і стандартизація».

Іл. 46, табл. 2, бібліогр.: 5 назв.

Конспект лекцій розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 грудня 2013 р., протокол № 5.

Рецензент

доц. О.А. Логвіненко

О.В. Оробинський, О.В. Надтока

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

Конспект лекцій

Частина 2

Відповідальний за випуск Оробинський О.В.

Редактор Еткало О.О.

---

Підписано до друку 26.03.15 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,5. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,

61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

## Зміст

Вступ.....	5
1 Кінематика.....	6
1.1 Кінематика точки.....	6
1.1.1 Способи задавання руху точки.....	6
1.1.2 Швидкість точки.....	8
1.1.3 Прискорення точки.....	10
1.2 Кінематика твердого тіла.....	13
1.2.1 Поступальний рух твердого тіла.....	13
1.2.2 Обертальний рух твердого тіла.....	13
1.2.3 Плоскопаралельний рух твердого тіла.....	22
2 Динаміка.....	27
2.1 Основні закони динаміки.....	27
2.2 Динаміка точки.....	28
2.2.1 Диференціальні рівняння вільної матеріальної точки.....	28
2.2.2 Дві задачі динаміки точки.....	29
2.3 Механічна система тіл.....	30
2.3.1 Класифікація сил, що діють на механічну систему....	30
2.3.2 Диференціальні рівняння руху механічної системи.....	31
2.4 Робота сили.....	31
2.4.1 Визначення роботи сили.....	31
2.4.2 Випадки визначення роботи сил.....	32
2.5 Сили, які діють у механізмах.....	34
2.5.1 Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі.....	34
2.5.2 Тертя в механізмах і машинах.....	35
2.5.3 Коефіцієнт корисної дії.....	41
3 Деталі машин.....	43
3.1 Загальні вимоги до деталей машин.....	44
3.2 Механічні передачі.....	44
3.2.1 Типи механічних передач.....	44
3.2.2 Основні та похідні параметри механічних передач.....	45
3.2.3 Зубчасті передачі.....	46

3.2.4	Передачі із гнучкими ланками.....	50
3.3	Вали та осі.....	54
3.3.1	Загальні відомості.....	54
3.3.2	Проектний розрахунок валів.....	56
3.3.3	Перевірочний розрахунок валів.....	57
3.4	Підшипники.....	58
3.4.1	Призначення і класифікація.....	58
3.4.2	Підшипники ковзання.....	59
3.4.3	Підшипники кочення.....	61
3.5	З'єднання.....	66
3.5.1	Рознімні з'єднання.....	69
4	Стандартизація норм, взаємозамінність.....	74
4.1	Розміри, допуски й посадки.....	74
4.2	Єдина система допусків і посадок (ЄСДП).....	76
4.3	Відхилення форми і розташування поверхонь.....	79
4.2	Позначення шорсткості поверхні.....	83
	Список літератури.....	86

## ВСТУП

Навчальними планами для студентів факультету управління процесами перевезень (УПП) передбачено вивчення дисципліни «Технічна механіка», яка є складовою загальноінженерної підготовки майбутніх фахівців залізничного транспорту.

Дисципліна «Технічна механіка» будується на об'єднанні головних розділів таких базових інженерних наук, як теоретична механіка, опір матеріалів, деталі машин, теорія механізмів і машин, що сприяє формуванню у студентів комплексного всебічного підходу до проблем проектування механічних вузлів, тобто розв'язання питань міцності, компоновання та погоджування складових частин функціональних приладів.

Кредитно-модульна система навчання передбачає підвищення ролі самостійної роботи студентів. Тому вивчення дисципліни «Технічна механіка» супроводжується послідовним виконанням індивідуальних розрахункових завдань та курсової роботи. Обмеженість обсягів лекційних занять обумовила необхідність створення конспекту лекцій, спрямованого на поліпшення якості й продуктивності самостійної роботи студентів. Ураховуючи труднощі, які виникають у студентів при вивченні курсу, послідовність викладання матеріалу відходить від звичайної послідовності викладання подібних курсів. Друга частина конспекту лекцій «Технічна механіка» містить розділи «Кінематика» та «Динаміка», які належать до дисципліни «Теоретична механіка», розділи «Деталі машин» та «Стандартизація норм і взаємозамінність». Матеріал, який наданий у цьому конспекті лекцій, найбільш наближений до змісту індивідуальних завдань для студентів.

# 1 КІНЕМАТИКА

## 1.1 КІНЕМАТИКА ТОЧКИ

**Кінематика** – це розділ механіки, у якому вивчається рух тіл з геометричної точки зору, тобто без урахування сил, які спричиняють цей рух.

**Механічний рух** – це зміна положення тіла в просторі з плином часу по відношенню до інших тіл.

Під точкою розуміють тіло, лінійними розмірами якого можна знехтувати за певних умов.

### 1.1.1 СПОСОБИ ЗАДАВАННЯ РУХУ ТОЧКИ

**Спосіб задавання руху точки** визначає закон руху, тобто сукупність параметрів, за допомогою яких можна встановити положення точки в просторі в будь-який момент часу.

**Траєкторія руху** – це слід, який залишає рухома точка у просторі.

Якщо траєкторія руху – пряма лінія, рух точки називається **прямолінійним**.

У випадку, коли траєкторія руху – крива лінія, рух точки називається **криволінійним**.

#### 1.1.1.1 ВЕКТОРНИЙ СПОСІБ ЗАДАВАННЯ РУХУ ТОЧКИ

Положення точки в будь-який момент часу (рисунок 1.1) можна визначити за допомогою радіус-вектору  $\vec{r}$ , проведеного з початку відліку  $O$  в рухома точку  $M$ .

**Закон руху точки** – це вектор функція.

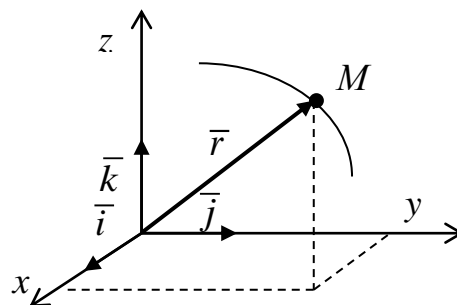


Рисунок 1.1

$$\vec{r} = \vec{r}(t). \quad (1.1)$$

Відносно координатних осей рівняння руху точки у векторній формі:

$$\vec{r} = x \cdot \vec{i} + y \cdot \vec{j} + z \cdot \vec{k}. \quad (1.2)$$

Геометричне місце кінцевих точок радіус-вектора  $\vec{r}$  – **годограф** цього вектора визначає **траєкторію** руху точки.

### 1.1.1.2 КООРДИНАТНИЙ СПОСІБ ЗАДАВАННЯ РУХУ ТОЧКИ

**Закон руху точки M**, обраний у декартовій системі координат :

$$x = x(t), \quad y = y(t), \quad z = z(t). \quad (1.3)$$

Рівняння траєкторії руху  $z = z(x, y)$  можна отримати вилучанням параметра  $t$  із закону руху (1.3). Слід відмітити, що траєкторія точки не залежить від часу  $t$ , але відповідає закону руху.

### 1.1.1.3 ПРИРОДНИЙ СПОСІБ ЗАДАВАННЯ РУХУ ТОЧКИ

Для задавання руху точки **природним способом** треба знати (рисунок 1.2):

- 1) траєкторію руху  $AB$  точки  $M$ ;
- 2) початок відліку точка  $O$  дугової координати  $\sigma$  вздовж траєкторії  $AB$ ;
- 3) напрямок додатної зміни дугової координати  $\sigma$ ;
- 4) закон зміни координати  $\sigma$  за часом  $\cup OM = \sigma(t)$ .

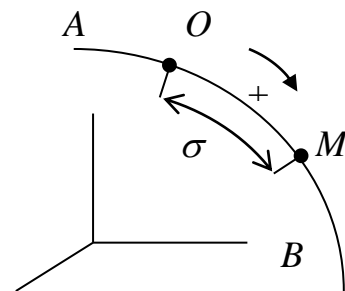


Рисунок 1.2

**Закон руху** точки вздовж траєкторії:

$$\sigma = \sigma(t). \quad (1.4)$$

## 1.1.2 ШВИДКІСТЬ ТОЧКИ

### 1.1.2.1 ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ПРИ ВЕКТОРНОМУ СПОСОБІ ЗАДАВАННЯ РУХУ

**Швидкість точки** – одна з основних кінематичних характеристик руху, векторна величина, що характеризує швидкість та напрямок руху точки в даній системі відліку.

Положенням  $M$  і  $M_1$  рухомої точки в моменти часу  $t$  і  $t + \Delta t$  відповідає належне значення радіус-вектора  $\vec{r}(t)$  та  $\vec{r}_1(t + \Delta t)$  (рисунок 1.3).

**Вектор переміщення** точки  $\Delta\vec{r}$  за проміжок часу  $\Delta t$  спрямовано за хордою.

**Середньою швидкістю** точки називається векторна величина, яка дорівнює відношенню вектора переміщення точки до відповідного проміжку часу:

$$\vec{V}_{cp} = \frac{\Delta\vec{r}}{\Delta t}. \quad (1.5)$$

Напрямок вектора  $\vec{V}_{cp}$  збігається з вектором переміщення  $\Delta\vec{r}$ .

**Швидкість точки в даний момент часу** – це векторна величина, яка дорівнює першій похідній за часом від радіус-вектора точки:

$$\vec{V} = \frac{d\vec{r}}{dt} = \dot{\vec{r}}. \quad (1.6)$$

Вектор швидкості точки в даний момент часу  $\vec{V}$  спрямований **по дотичній до траєкторії** в бік руху точки.

Одиницею вимірювання швидкості є **1 м/с**.

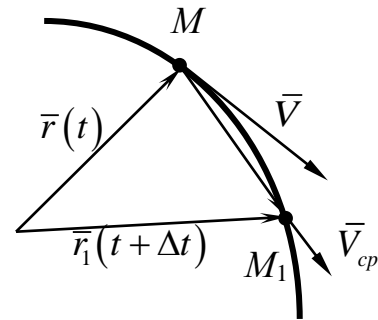


Рисунок 1.3



### 1.1.2.2 ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ПРИ КООРДИНАТНОМУ СПОСОБІ ЗАДАВАННЯ РУХУ

При координатному способі задавання руху точки проекції вектора швидкості  $\bar{V}$  на осі координат визначаються як перші похідні за часом від належних координат точки:

$$\begin{aligned}V_x &= \frac{dx}{dt} = \dot{x}; \\V_y &= \frac{dy}{dt} = \dot{y}; \\V_z &= \frac{dz}{dt} = \dot{z}.\end{aligned}\tag{1.7}$$

Модуль вектора швидкості дорівнює

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}.\tag{1.8}$$

Напрямок вектора швидкості:

$$\cos(\bar{V}, x) = \frac{V_x}{V}; \quad \cos(\bar{V}, y) = \frac{V_y}{V}; \quad \cos(\bar{V}, z) = \frac{V_z}{V}.\tag{1.9}$$

### 1.1.2.3 ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ТОЧКИ ПРИ ПРИРОДНОМУ СПОСОБІ ЗАДАВАННЯ РУХУ ТОЧКИ

**Алгебраїчна величина швидкості точки** в даний момент часу дорівнює першій похідній за часом від дугової координати:

$$V = \frac{d\sigma}{dt} = \dot{\sigma}.\tag{1.10}$$

Знак алгебраїчної величини швидкості визначає напрямок руху точки.

Шлях, який пройшла точка за проміжок часу  $[t_1, t_2]$ , визначається за формулою

$$S = \int_{t_1}^{t_2} |\dot{\sigma}| dt. \quad (1.11)$$

### 1.1.3 ПРИСКОРЕННЯ ТОЧКИ

**Прискорення** – це векторна величина, яка характеризує зміни за часом модуля та напрямку швидкості точки.

#### 1.1.3.1 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИСКОРЕННЯ ПРИ ВЕКТОРНОМУ СПОСОБІ ЗАДАВАННЯ РУХУ

Прискорення  $\bar{a}$  точки визначається як перша похідна за часом від вектора швидкості  $\bar{V}$ :

$$\begin{aligned} \bar{a} &= \frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{d^2\bar{r}}{dt^2}, \\ \bar{a} &= \dot{\bar{V}} = \ddot{\bar{r}} \end{aligned} \quad (1.12)$$

#### 1.1.3.2 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИСКОРЕННЯ ПРИ КООРДИНАТНОМУ СПОСОБІ ЗАДАВАННЯ РУХУ

При координатному способі задавання руху проекції вектора прискорення  $\bar{a}$  визначаються як перші похідні від проекцій швидкості або другі похідні від координат точки за часом:

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{dV_x}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}, & a_y &= \frac{dV_y}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2}, & a_z &= \frac{dV_z}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2}; \\ a_x &= \dot{V}_x = \ddot{x}, & a_y &= \dot{V}_y = \ddot{y}, & a_z &= \dot{V}_z = \ddot{z}. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Модуль вектора прискорення:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}. \quad (1.14)$$

Напрямок прискорення:

$$\cos(\bar{a}, x) = \frac{a_x}{a}, \quad \cos(\bar{a}, y) = \frac{a_y}{a}, \quad \cos(\bar{a}, z) = \frac{a_z}{a}, \quad (1.15)$$

Одиниці вимірювання прискорення  $1 \text{ м/с}^2$ .

### 1.1.3.3 ВИЗНАЧЕННЯ ПРИСКОРЕННЯ ПРИ ПРИРОДНОМУ СПОСОБІ ЗАДАВАННЯ РУХУ

Дотичним (тангенціальним) прискоренням  $a_\tau$  точки називається проекція повного прискорення точки  $\bar{a}$  на дотичну до траєкторії, тобто на вектор швидкості  $\bar{V}$ .

Дотичне прискорення дорівнює першій похідній від алгебраїчної величини швидкості або другій похідній від дугової координати  $\sigma$  за часом:

$$a_\tau = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2\sigma}{dt^2}, \quad (1.16)$$
$$a_\tau = \dot{V} = \ddot{\sigma}.$$

Дотичне прискорення характеризує зміну швидкості точки за величиною.

Значення дотичного прискорення дає характеристику руху точки:

1) якщо  $a_\tau = 0$  – вектор швидкості не змінюється за величиною, то це **рівномірний рух**;

2) якщо  $a_\tau > 0$  – вектор швидкості зростає за величиною і збігається з дотичним прискоренням, то це **прискорений рух**;

3) якщо  $a_\tau < 0$  – вектор швидкості зменшується за величиною і спрямований протилежно дотичному прискоренню, то це **сповільнений рух**.

**Нормальним прискоренням** точки  $a_n$  називається проекція повного прискорення точки  $\bar{a}$  на головну внутрішню нормаль до траєкторії.

Нормальне прискорення дорівнює квадрату швидкості, поділеному на радіус кривини траєкторії  $\rho$  в даній точці:

$$a_n = \frac{V^2}{\rho}. \quad (1.17)$$

Нормальне прискорення характеризує зміну швидкості за напрямком.

Нормальне прискорення є завжди додатною величиною.

Нормальне прискорення характеризує рух точки за виглядом траєкторії:

- 1) якщо  $a_n \neq 0$ , то це криволінійний рух точки;
- 2) якщо  $a_n = 0$ , то це прямолінійний рух точки ( $\rho \rightarrow 0$ ).

**Прискорення точки** (повне прискорення)  $\bar{a}$  (рисунок 1.4) визначається як векторна сума дотичного та нормального прискорень.

$$\bar{a} = \bar{a}_\tau + \bar{a}_n. \quad (1.18)$$

Модуль прискорення

$$a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2}. \quad (1.19)$$

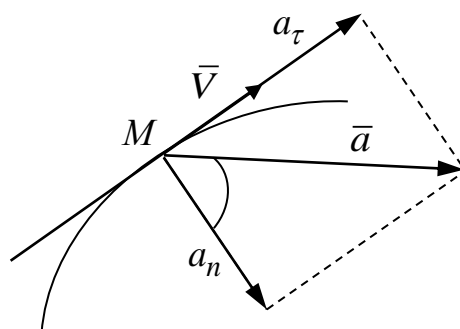


Рисунок 1.4

## 1.2 КІНЕМАТИКА ТВЕРДОГО ТІЛА

### 1.2.1 ПОСТУПАЛЬНИЙ РУХ ТВЕРДОГО ТІЛА

**Поступальним** називається такий рух твердого тіла, при якому довільна пряма, обрана в тілі, переміщується паралельно своєму початковому положенню.

При поступальному русі:

– усі точки тіла описують однакові (дискантні, конгруентні) траєкторії;

– швидкості всіх точок тіла однакові  $\vec{V}_A = \vec{V}_B$ ;

– прискорення всіх точок тіла однакові  $\vec{a}_A = \vec{a}_B$ .

Тобто поступальний рух твердого тіла повністю визначається рухом будь-якої однієї його точки, тобто кінематика поступального руху може бути зведена до кінематики точки.

### 1.2.2 ОБЕРТАЛЬНИЙ РУХ ТВЕРДОГО ТІЛА

#### 1.2.2.1 ЗАКОН ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ

**Обертальним рухом** твердого тіла називається такий рух, при якому залишаються нерухомими всі його точки, що належать прямій, яка називається віссю обертання.

Усі інші точки тіла рухаються в площинах, перпендикулярних осі обертання й описують кола, радіуси яких дорівнюють відстаням від точок до осі обертання. На рисунку 1.5 зображено:

$\Pi_0$  – нерухома півплощина;

$\Pi$  – рухома півплощина;

$AB$  – нерухома вісь обертання;

$\varphi$  – **кут обертання** – кут, який утворюється при обертанні тіла між рухомою та нерухомою півплощинами.

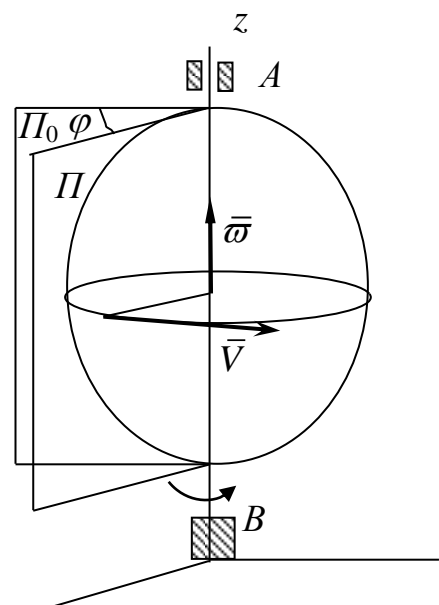


Рисунок 1.5

Кожному моменту часу відповідає певне значення кута обертання, тобто кут  $\varphi$  є функцією часу і складає **закон обертального руху**:

$$\varphi = \varphi(t). \quad (1.20)$$

Одиницею вимірювання кута обертання є один радіан.

### **1.2.2.2 КУТОВА ШВИДКІСТЬ ТА КУТОВЕ ПРИСКОРЕННЯ ТІЛА**

**Кутова швидкість** – це величина, яка характеризує швидкість зміни кута повороту з плином часу.

Кутова швидкість  $\bar{\omega}$  – вектор, спрямований уздовж осі обертання в той бік, звідки обертання тіла видно проти руху годинникової стрілки та проекція якого на вісь обертання дорівнює першій похідній від кута повороту за часом.

$$\omega_z = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}. \quad (1.21)$$

Кутова швидкість визначає напрямок обертання тіла:

$\omega_z > 0$  – обертання тіла проти стрілки годинника, тобто збігається з напрямком додатної зміни  $\varphi$  ;

$\omega_z < 0$  – обертання тіла за стрілкою годинника, тобто протилежно напрямку додатної зміни  $\varphi$  ;

$\omega_z = 0$  – зупинка обертання або зміна напрямку обертання.

Одиницею вимірювання куткової швидкості є 1 рад/с або  $1 \text{ c}^{-1}$ .

### **1.2.2.3 КУТОВЕ ПРИСКОРЕННЯ ТІЛА**

**Кутове прискорення** – це величина, яка характеризує зміну куткової швидкості з плином часу.

Кутове прискорення  $\bar{\varepsilon}$  – вектор, спрямований уздовж осі обертання і його проекція на вісь обертання дорівнює першій

похідній від кутової швидкості за часом або другій похідній від кута повороту за часом.

$$\varepsilon_z = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \quad (1.22)$$

$$\varepsilon_z = \dot{\bar{\omega}}_z = \ddot{\varphi}$$

Вектори  $\bar{\omega}$  і  $\bar{\varepsilon}$  не мають точки прикладання, є *ковзними умовними векторами*.

Обертання тіла вважається:

- *прискореним*, якщо модуль кутової швидкості з плином часу зростає, тобто  $\bar{\omega}$  та  $\bar{\varepsilon}$  збігаються за знаком та напрямком;

- *сповільненим*, якщо модуль кутової швидкості з плином часу зменшується, тобто величини  $\bar{\omega}$  та  $\bar{\varepsilon}$  протилежні за знаком і напрямком;

- *рівномірним*, якщо кутова швидкість тіла постійна  $\omega = const$  та  $\varepsilon = 0$ .

Одиниця вимірювання кутового прискорення  $1 \text{ рад/с}^{-2}$  або  $1 \text{ с}^{-2}$ .

#### 1.2.2.4 ШВИДКІСТЬ ТОЧКИ ТВЕРДОГО ТІЛА, ЯКЕ ОБЕРТАЄТЬСЯ НАВКОЛО НЕРУХОМОЇ ОСІ

Кінематичні характеристики окремих точок тіла називають **лінійними**, або **обертальними**.

**Лінійна (обертальна) швидкість** точки  $\bar{V}$  залежить від кутової швидкості тіла  $\omega$  та радіуса обертання  $r$ .

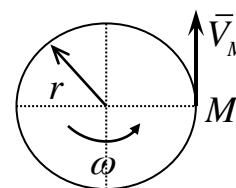


Рисунок 1.6

**Модуль** лінійної швидкості  $\bar{v}$  точки тіла, що обертається навколо нерухомої осі, дорівнює добутку кутової швидкості тіла  $\omega$  на відстань від відповідної точки до осі обертання  $r$ :

$$V = \omega \cdot r \quad (1.23)$$

**Вектор** швидкості  $\bar{V}$  спрямований по дотичній до траєкторії – кола обертання, тобто  $\bar{V}$  перпендикулярний радіусу обертання (рисунок 1.6).

### 1.2.2.5 ПРИСКОРЕННЯ ТОЧКИ ТВЕРДОГО ТІЛА, ЯКЕ ОБЕРТАЄТЬСЯ НАВКОЛО НЕРУХОМОЇ ОСІ

**Лінійне прискорення точки тіла** при обертанні складається з обертальної (дотичної)  $\bar{a}_{об}$  та доцентрової (нормальної)  $\bar{a}_\partial$  складових повного прискорення  $\bar{a}$ .

**Обертальне (дотичне) прискорення**  $\bar{a}_{об}$  залежить від знака алгебраїчної величини кутового прискорення тіла  $\varepsilon$  і радіуса обертання  $r$ .

$$a_{об} = \frac{dV}{dt} = \frac{r \cdot d\omega}{dt} = r \cdot \varepsilon,$$

$$a_{об} = r \cdot \varepsilon. \quad (1.24)$$

Вектор  $\bar{a}_{об}$  спрямований по дотичній до кола обертання в напрямку обертання тіла, тобто колінеарно вектору швидкості  $\bar{V}$ .

**Доцентрове (нормальне) прискорення**  $\bar{a}_\partial$  точки залежить від кутової швидкості обертання тіла та радіуса обертання  $r$ :

$$a_\partial = \frac{V^2}{r} = \frac{\omega^2 \cdot r^2}{r} = \omega^2 \cdot r,$$

$$a_\partial = \omega^2 \cdot R. \quad (1.25)$$

Вектор доцентрового  $\bar{a}_\partial$  (рисунок 1.7) прискорення спрямований уздовж радіуса обертання точки до центра обертання.

**Повне прискорення** точки тіла  $\bar{a}$  визначають як векторну суму обертального  $\bar{a}_{об}$  та доцентрового  $\bar{a}_\partial$  прискорень:



$$\bar{a} = \bar{a}_{o\bar{o}} + \bar{a}_{\bar{o}}. \quad (1.26)$$

Модуль повного прискорення:

$$a = \sqrt{a_{o\bar{o}}^2 + a_{\bar{o}}^2} = R \cdot \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}. \quad (1.27)$$

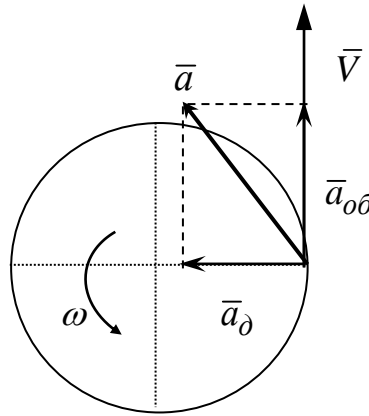


Рисунок 1.7

### 1.2.2.6 КІНЕМАТИКА ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

Механізм – система тіл, яка призначена для перетворення руху одного чи декількох тіл у необхідні рухи інших тіл.

Передавальний механізм служить для перетворення типу руху, змінює величину та напрямок швидкості виконавчого органа.

**Зубчасті механізми** – механізми, у яких передача руху від однієї ланки до іншої відбувається за допомогою зубців, які нанесені на поверхню ланки (рисунок 1.8).

Вони отримали широке використання в техніці: кінематичних передачах, приладах тощо.

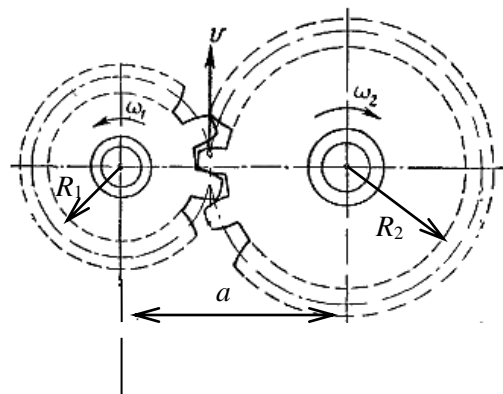


Рисунок 1.8

Профіль зубців зубчастих коліс найчастіше евольвентний.

**Евольвента** – траєкторія точки, що лежить на прямій, яка може бути отримана у результаті кочення прямої по основному колу без ковзання.

Величина лінійної швидкості в точці дотику коліс дорівнює

$$V = \omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2 . \quad (1.28)$$

Відношення кутових швидкостей коліс ведучого та веденого колеса називається **передаточним відношенням**

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} , \quad (1.29)$$

де  $i_{12}$  – передаточне відношення пари зубчастих коліс.

**Передаточне число**  $u$  – це передаточне відношення у напрямку силового потоку.

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} , \quad (1.30)$$

де  $n$  – частота обертання коліс.

### Основні геометричні параметри зубчастих передач

Основні геометричні параметри зубчастих передач зображено на рисунку 1.9, та в таблиці 1.1.

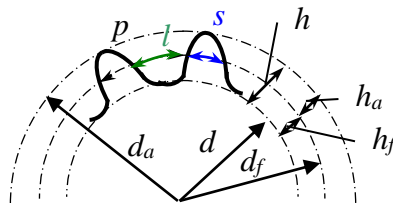


Рисунок 1.9

Таблиця 1.1

Параметр	Позначення	Формула
Крок зачеплення	$P, \text{мм}$	
Ширина колеса	$b, \text{мм}$	
Модуль	$m, \text{мм}$	$m = \frac{P}{\pi}$
Кількість зубців шестірні колеса	$z_1$ $z_2$	
Ділильні діаметри шестірні колеса	$d_1 \text{ мм}$ $d_2 \text{ мм}$	$d = mz$
Діаметри вершин шестірні колеса	$d_a \text{ мм}$ $d_a \text{ мм}$	$d_a = d + 2m$
Діаметри западин шестірні колеса	$d_f \text{ мм}$ $d_f \text{ мм}$	$d_f = d - 2,5m$
Висота зубця	$h \text{ мм}$	$h = 2,25m$
Висота головки зубця	$h_a \text{ мм}$	$h_a = m$
Висота ніжки зубця	$h_f \text{ мм}$	$h_f = 1,25m$
Товщина зубця	$s, \text{мм}$	$s = \frac{P}{2} = \frac{\pi m}{2}$
Ширина западини	$l, \text{мм}$	$l = \frac{P}{2} = \frac{\pi m}{2}$
Міжосьова відстань	$a, \text{мм}$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$
Передаточне число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$

### Складні зубчасті механізми

За допомогою однієї пари зубчастих коліс можливо реалізувати передаточне відношення від 2 до 6. Якщо треба реалізувати більше передаточне відношення, використовують складні зубчасті механізми, які поділяються на:

- механізми з нерухомими осями;
- механізми, у яких деякі осі обертаються навколо нерухомих осей (сателітні).

Механізми з нерухомими осями:

- ступінчасті,
- рядові.

**Ступінчасте зачеплення** (рисунок 1.10) – це зачеплення, у якому колеса перебувають у зачепленні попарно (рисунок 1.10).

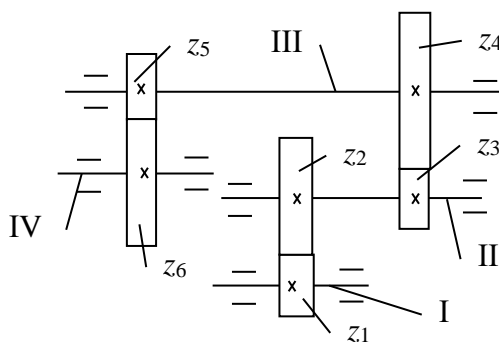


Рисунок 1.10

Передаточне відношення за ступеннями:

$$i_{I-II} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{II-III} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{z_4}{z_3},$$

$$i_{III-IV} = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{z_6}{z_5},$$

$$i_{I-IV} = i_{I-II} \cdot i_{II-III} \cdot i_{III-IV} = \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{n_{II}}{n_{III}} \cdot \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{n_I}{n_{IV}} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}.$$

Загальне передаточне відношення ступінчастого механізму дорівнює добутку передаточних відношень окремих ступенів або відношенню добутку чисел зубців парних зубчастих коліс, добутку чисел зубців непарних зубчастих коліс.

Для зовнішнього зачеплення знак передаточного відношення приймається « - », для внутрішнього зачеплення приймається « + ».

$$i_{I-IV} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} (-1)^n. \quad (1.31)$$

Для рядового зачеплення (рисунок 1.11) загальне передаточне відношення дорівнює добутку передаточних чисел окремих ступенів.

$$i_{I-III} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_1} (-1)^n. \quad (1.32)$$

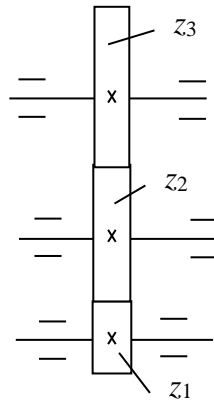


Рисунок 1.11

Загальне передаточне відношення рядового зачеплення залежить від кількості зубців крайніх механізмів. Проміжні зубчасті колеса, які не впливають на передаточне відношення, називаються паразитарними.

## 1.2.3 Плоскопаралельний рух твердого тіла

### 1.2.3.1 Закон плоскопаралельного руху

Плоскопаралельним або плоским рухом твердого тіла називається такий рух, при якому всі точки тіла рухаються в площинах, паралельних деякій нерухомій площині, яка називається *базовою*.

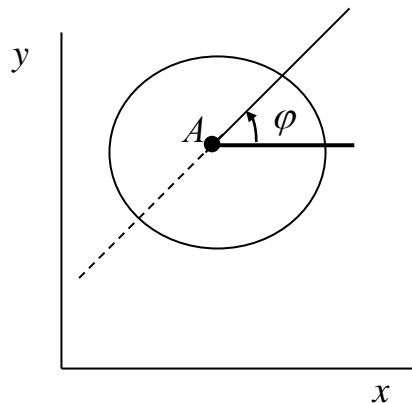


Рисунок 1.12

Вивчення плоского руху абсолютно твердого тіла можна звести до вивчення руху однієї плоскої фігури (перетину), що визначається рухом трьох його точок, що не лежать на одній прямій.

Точка  $A$  – полюс з координатами  $X_A = X_A(t)$ ,  $Y_A = Y_A(t)$ . Задавши кут повороту тіла навколо прямої, що проходить через полюс  $A$  перпендикулярно до площини перетину  $\varphi = \varphi(t)$ , одержимо закон плоскопаралельного руху (рисунок 1.12):

$$\begin{aligned} X_A &= X_A(t) \\ Y_A &= Y_A(t) \\ \varphi &= \varphi(t) \end{aligned} \quad (1.33)$$

Рівняння  $X_A = X_A(t)$  і  $Y_A = Y_A(t)$  є рівняннями поступального руху полюса  $A$ , рівняння  $\varphi = \varphi(t)$  описує закон обертального руху плоскої фігури навколо полюса.

Плоскопаралельний рух твердого тіла складається з поступального, при якому всі точки тіла рухаються разом з полюсом, та обертального руху навколо полюса. Обертальна частина руху не залежить від вибору полюса, а поступальна залежить.

### 1.2.3.2 Основні кінематичні характеристики плоского руху тіла

До основних характеристик плоскопаралельного руху належать швидкість  $\vec{V}_A$  та прискорення  $\vec{a}_A$  поступального руху полюса, а також кутова швидкість  $\vec{\omega}$  і кутове прискорення  $\vec{\varepsilon}$  обертального руху навколо полюса.

**Траєкторія довільної точки  $M$**  плоскої фігури визначається відстанню від точки  $M$  до полюса  $A$  та кутом обертання  $\varphi$  навколо полюса.

### 1.2.3.3 Визначення швидкостей точок плоскої фігури

**Теорема про швидкість довільної точки тіла при плоскопаралельному русі:** швидкість будь-якої точки  $M$  тіла (рисунок 1.13) дорівнює геометричній сумі швидкості  $\vec{V}_A$  точки  $A$ , прийнятої за полюс, та обертальної швидкості  $\vec{V}_{MA}$  точки  $M$  в її обертальному русі разом з тілом навколо полюса  $A$ .

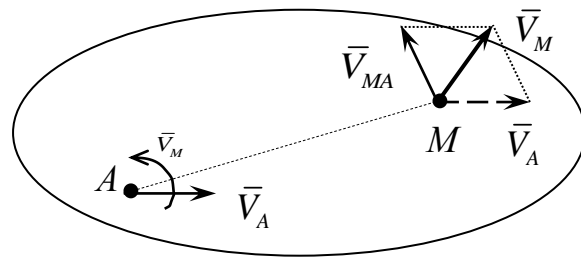
$$\vec{V}_M = \vec{V}_A + \vec{V}_{MA}. \quad (1.34)$$

Обертальна швидкість точки  $M$  при її обертанні навколо полюса  $A$ :

$$V_{MA} = \omega \cdot MA, \quad (1.35)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертального руху тіла навколо полюса.

Вектор  $\vec{V}_{MA}$  спрямований по дотичній до кола радіуса  $MA$ , по якому обертається точка  $M$  навколо полюса  $A$ , тобто  $\vec{V}_{MA} \perp MA$  в напрямку обертання.

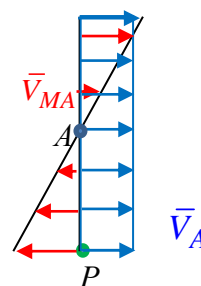


Модуль і напрямок швидкості  $\vec{V}_M$  визначається побудовою відповідного паралелограма.

Рисунок 1.13

### Миттєвий центр швидкостей (МЦШ)

Покажемо на рисунку 1.14 розподіл швидкостей при плоскопаралельному русі. З епюри швидкостей видно, що в тілі існує точка  $P$ , швидкість якої в цей момент часу дорівнює нулю  $\vec{V}_{MA} = -\vec{V}_A$ .



**Миттєвий центр швидкостей (МЦШ – точка  $P$ )** – точка плоскої фігури, швидкість якої в даний момент часу дорівнює нулю  $\vec{V}_P = 0$ .

Рисунок 1.14

МЦШ плоскої фігури лежить на перпендикулярі до напрямку швидкості полюса  $\vec{V}_A$  на відстані, що дорівнює  $\frac{V_A}{\omega}$ .

МЦШ розглядається як полюс.

Швидкість довільної точки  $B$  тіла, що належить плоскій фігурі, дорівнює її обертальній швидкості навколо миттєвого центра швидкостей:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{BP}.$$

Модуль швидкості довільної точки  $B$  дорівнює добутку кутової швидкості тіла на довжину відрізка від точки до МЦШ

$$V_B = \omega \cdot BP. \tag{1.36}$$



Вектор  $\vec{V}_B$  спрямований перпендикулярно до відрізка, який з'єднує точку  $B$  та МЦШ у напрямку обертання тіла:  $\vec{V}_B \perp BP$ .

Модулі швидкостей точок тіла пропорційні їх відстаням до МЦШ.

$$\frac{V_A}{AP} = \frac{V_B}{BP} = \frac{V_C}{CP} = \omega. \quad (1.37)$$

### Випадки визначення миттєвого центра швидкостей

1 Якщо відомі швидкість однієї точки тіла  $\vec{V}_A$ , кутова швидкість обертання тіла  $\bar{\omega}$ , то для знаходження МЦШ  $P$  необхідно повернути вектор  $\vec{V}_A$  в напрямку обертання на  $90^\circ$  і на знайденому промені відкласти відрізок  $AP$ , який дорівнює (рисунок 1.15):

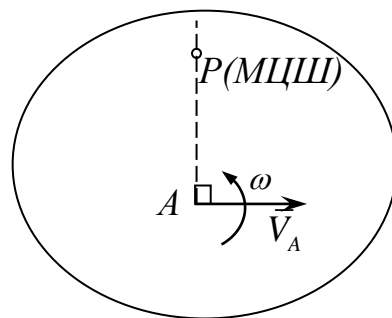


Рисунок 1.15

$$AP = \frac{V_A}{\omega}. \quad (1.38)$$

2 Якщо швидкості двох точок тіла паралельні і перпендикулярні прямій (рисунок 1.16), що проходить через ці точки, то МЦШ перебуває в точці перетинання цієї прямої та прямої, що з'єднує кінці векторів швидкостей.

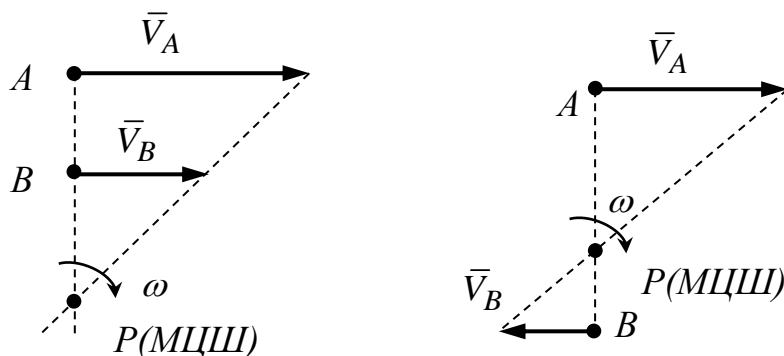


Рисунок 1.16

3 Якщо відомі напрямки швидкостей двох точок тіла і ці напрямки не паралельні (рисунок 1.17), то МЦШ перебуває в точці  $P$  перетинання перпендикулярів, проведених до швидкостей у цих точках.

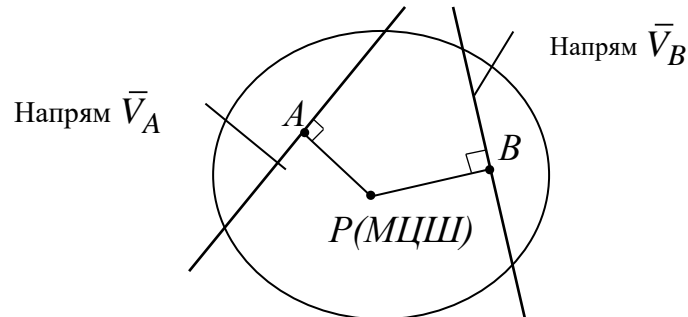


Рисунок 1.17

У випадках 2 і 3 можливі винятки (рисунок 1.18) (миттєво поступальний рух або миттєвий спокій).

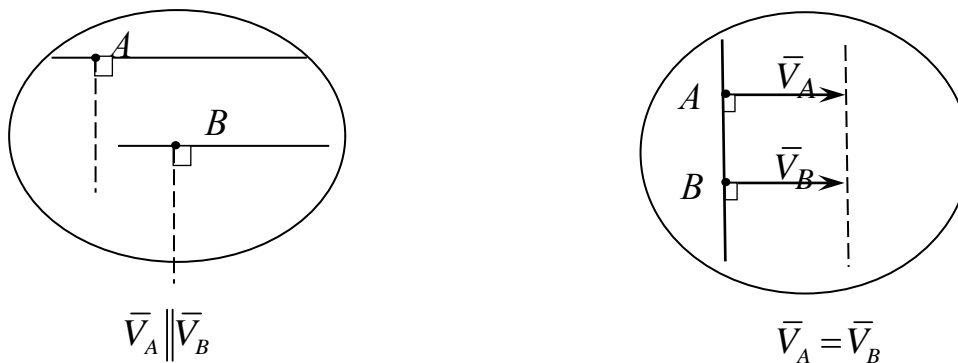


Рисунок 1.18

4 Якщо колесо котиться по нерухомій поверхні без ковзання (рисунок 1.19), то МЦШ  $P$  перебуває в точці дотику колеса з нерухомою поверхнею.

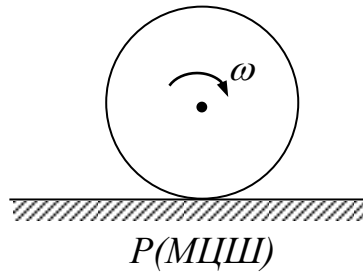


Рисунок 1.19

## 2 ДИНАМІКА

**Динаміка** – це розділ теоретичної механіки, у якому вивчаються закони руху матеріальних тіл у залежності від діючих на них сил.

### 2.1 ОСНОВНІ ЗАКОНИ ДИНАМІКИ (ЗАКОНИ ГАЛІЛЕЯ – НЬЮТОНА)

#### 1 Закон інерції

Матеріальна точка, яка вільна від сил, перебуває у стані спокою або рівномірного прямолінійного руху.

Рух, який здійснює точка при відсутності сил, називається **рухом за інерцією**.

#### 2 Закон пропорційності сили та прискорення (основний закон динаміки)

Прискорення матеріальної точки пропорційне прикладеній силі і має однаковий з нею напрямок.

$$m \cdot \bar{a} = \bar{F}. \quad (2.1)$$

**Інертність** – властивість тіла зберігати незмінною швидкість свого руху.

Кількісною мірою інертності матеріальної точки та тіла при поступальному русі є її маса  $m$ . Одиницею вимірювання маси є 1 кг.

Мірою інертності тіла при обертальному русі є момент інерції  $J_Z$ .

**Момент інерції тіла відносно осі  $J_Z$**  (осьовий момент інерції) – скалярна величина, яка дорівнює сумі добутків мас усіх точок тіла (системи) на квадрати їх відстаней  $i$  до осі:

$$J_Z = \sum_{n=1}^k (m_n \cdot i_n^2), \quad (2.2)$$

де  $i$  – радіус інерції тіла або точки тіла – відстань від точки до осі обертання.

Одиницею вимірювання моменту інерції вважають 1 кг·м<sup>2</sup>.

### **3 Закон рівняння дії та протидії**

При взаємодії двох тіл кожне з них діє на інше силами, рівними за величиною, але протилежно спрямованими.

## **2.2 ДИНАМІКА ТОЧКИ**

### **2.2.1 ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ ВІЛЬНОЇ МАТЕРІАЛЬНОЇ ТОЧКИ**

Матеріальна точка  $M$  маси  $m$  рухається під дією системи сил  $\{\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n\}$ , рівнодійна якої  $\bar{F} = \sum_{n=1}^k \bar{F}_n$ . Прискорення  $\bar{a}$ , що надає система сил точці, визначається згідно із законом (2.1).

**Основне рівняння динаміки для системи сил:**

$$m \cdot \bar{a} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \dots + \bar{F}_n = \sum_{n=1}^k \bar{F}_n. \quad (2.3)$$

## Диференціальні рівняння руху матеріальної точки:

$$\begin{aligned}m \cdot \ddot{x} &= F_{1x} + F_{2x} + \dots + F_{nx} = \sum_{n=1}^k F_{nx} \\m \cdot \ddot{y} &= F_{1y} + F_{2y} + \dots + F_{ny} = \sum_{n=1}^k F_{ny} \\m \cdot \ddot{z} &= F_{1z} + F_{2z} + \dots + F_{nz} = \sum_{n=1}^k F_{nz},\end{aligned}\tag{2.4}$$

де  $a_x = \ddot{x}$ ,  $a_y = \ddot{y}$ ,  $a_z = \ddot{z}$  – проекції прискорення на координатні осі,

$\sum_{n=1}^k F_{nx}$ ,  $\sum_{n=1}^k F_{ny}$ ,  $\sum_{n=1}^k F_{nz}$  – суми проекцій сил  $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$  на координатні осі.

### 2.2.2 ДВІ ЗАДАЧІ ДИНАМІКИ ТОЧКИ

#### Перша задача динаміки (пряма)

**Дано:** маса точки  $m$  та закон її руху  $x = x(t)$ ,  $y = y(t)$ ,  $z = z(t)$ .

**Визначити:** модуль і напрямок рівнодійної  $\bar{F}$  сил, прикладених до точки.

**Розв'язання** першої задачі динаміки проводиться методом подвійного диференціювання за часом закону руху точки.

#### Друга задача динаміки (обернена, основна)

**Дано:** маса точки  $m$ , сили  $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ , що діють на точку.

**Визначити:** закон руху  $x = x(t)$ ,  $y = y(t)$ ,  $z = z(t)$ .

Розв'язання другої задачі динаміки здійснюється методом інтегрування (подвійного за часом) диференціальних рівнянь (2.4) при відомих початкових умовах.

## 2.3 МЕХАНІЧНА СИСТЕМА ТІЛ

**Механічною системою** матеріальних тіл називається така їх сукупність, у якій положення та рух кожного тіла залежить від положення та руху решти.

**Матеріальне тіло** розглядається як система матеріальних точок (часток), які утворюють це тіло.

### 2.3.1 КЛАСИФІКАЦІЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА МЕХАНІЧНУ СИСТЕМУ

**Зовнішніми**  $\bar{F}_n^e$  називають такі сили, які діють на тіла механічної системи з боку тіл, які не належать даній системі.

**Внутрішніми**  $\bar{F}_n^i$  називають такі сили, які діють на тіла механічної системи з боку тіл тієї ж системи.

#### Властивості внутрішніх сил

Згідно із третім законом Ньютона:

1) геометрична сума (головний вектор) усіх внутрішніх сил системи дорівнює нулю

$$\sum_{n=1}^k \bar{F}_n^i = 0; \quad (2.5)$$

2) сума моментів (головний момент) усіх внутрішніх сил системи відносно будь-якого центра або осі дорівнює нулю

$$\sum_{n=1}^k \bar{M}_O(\bar{F}_n^i) = 0. \quad (2.6)$$

## 2.3.2 ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ РУХУ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

Система  $n$  матеріальних тіл  $M_1, M_2, \dots, M_n$ , маса кожного тіла відповідно  $m_n$  перебуває під дією прикладених до точок зовнішніх та внутрішніх сил. Рівнодійні сил відповідно  $\bar{F}_n^e$  і  $\bar{F}_n^i$ .

**Основне рівняння динаміки для кожного тіла**

$$m\bar{a}_n = m_n \frac{d^2\bar{r}_n}{dt^2} = \bar{F}_n^e + \bar{F}_n^i. \quad (2.7)$$

Для механічної системи  $n$  матеріальних тіл буде отримано  $n$  диференціальних рівнянь руху системи у векторному вигляді

$$\begin{aligned} m\bar{a}_1 &= m_n \frac{d^2\bar{r}_1}{dt^2} = \bar{F}_1^e + \bar{F}_1^i \\ m\bar{a}_2 &= m_n \frac{d^2\bar{r}_2}{dt^2} = \bar{F}_2^e + \bar{F}_2^i \\ &\dots\dots\dots \\ m\bar{a}_n &= m_n \frac{d^2\bar{r}_n}{dt^2} = \bar{F}_n^e + \bar{F}_n^i. \end{aligned} \quad (2.8)$$

## 2.4 РОБОТА СИЛИ

### 2.4.1 ВИЗНАЧЕННЯ РОБОТИ СИЛИ

Робота сили характеризує її дію на тіло при деякому переміщенні тіла.

**Елементарна робота сили** – це скалярна величина  $dA$ , яка дорівнює добутку скалярного вектора сили  $\bar{F}$  на нескінченно мале переміщення  $d\bar{s}$  точки прикладення сили.

$$dA = \bar{F} \cdot d\bar{s} . \quad (2.9)$$

### Аналітичний вираз елементарної роботи:

$$dA = F_x dx + F_y dy + F_z dz, \quad (2.10)$$

де  $F_x, F_y, F_z$  – проекції сили на осі координат;

$dx, dy, dz$  - елементарні переміщення вздовж координатних осей.

**Робота сили на кінцевому переміщенні з положення  $M_0$  у  $M_1$  дорівнює :**

$$A_{(M_1 M_0)} = \int_{M_0}^{M_1} \vec{F} \cdot d\vec{s} = \int_{M_0}^{M_1} F \cdot \cos \alpha \cdot ds \quad (2.11)$$

або

$$A_{(M_0 M_1)} = \int_{M_0}^{M_1} (F_x dx + F_y dy + F_z dz). \quad (2.12)$$

Одиницею вимірювання роботи сили є 1 Дж.

**Потужність** – це величина, яка визначає роботу сили за одиницю часу.

$$P = \frac{dA}{dt} = \frac{\vec{F} \cdot d\vec{s}}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{V}. \quad (2.13)$$

Одиницею вимірювання потужності є 1Вт = 1 Дж/с.

## 2.4.2 ВИПАДКИ ВИЗНАЧЕННЯ РОБОТИ СИЛ

### Робота сили ваги

Робота сили ваги не залежить від траєкторії, по якій переміщується точка її прикладення, і дорівнює



$$A = \pm mgh. \quad (2.14)$$

Якщо тіло рухається вниз, приймається знак (+), якщо вгору – знак (–).

### **Робота сили пружності**

Робота сили пружності пружини дорівнює

$$A = \frac{c}{2}(\Delta l_n^2 - \Delta l_k^2), \quad (2.15)$$

де  $l_n$  – початкова деформація пружини;  
 $l_k$  – кінцева деформація пружини;  
 $c$  – коефіцієнт жорсткості пружини.

Робота сили пружності від'ємна, коли деформація пружини збільшується, тобто коли сила пружності спрямована протилежно переміщенню точки її прикладення, і додатна, коли деформація зменшується.

### **Робота сили тертя**

Якщо величина сили тертя  $F_{mp}$  постійна, то її робота дорівнює

$$A = -F_{mp} \cdot s = -f \cdot N \cdot s, \quad (2.16)$$

де  $s$  – переміщення, що дорівнює довжині дуги  $M_0M_1$ .

### **Робота сил постійного моменту**

Якщо тіло здійснює кутове переміщення (рисунок 2.1), то робота моменту  $M$  дорівнює:

$$A = \pm M \cdot \varphi, \quad (2.17)$$

$A > 0$ , якщо напрям  $\varphi$  та  $M$  збігаються,  
 $A < 0$ , якщо напрям протилежний.

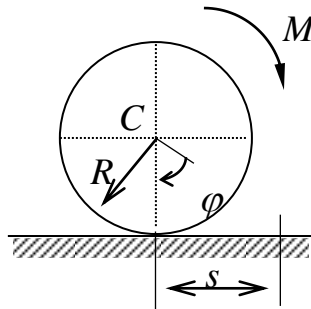


Рисунок 2.1

## 2.5 СИЛИ, ЯКІ ДІЮТЬ У МЕХАНІЗМАХ

Сили та моменти, які прикладені до механізму чи машини, можна поділити на такі групи:

- 1) рушійні сили та моменти, які здійснюють додатну роботу і прикладені до ведучих ланок;
- 2) сили та моменти опору, які здійснюють від'ємну роботу:
  - корисного опору, що прикладені до ведених ланок;
  - сили опору середовища;
- 3) сили тяжіння та сили пружності пружин;
- 4) сили та моменти, які прикладені до корпусу чи стояка зовні (реакція фундаменту тощо);
- 5) сили взаємодії між ланками механізму та сили в кінематичних парах (внутрішні сили);
- 6) сили інерції ланок, які обумовлені масою і рухом ланок з прискоренням.

### 2.5.1 СИЛИ В ЗАЧЕПЛЕННІ ПРЯМОЗУБОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

У зачепленні зубчастої передачі діє нормальна сила  $F_n$ , яка спрямована по лінії зачеплення як загальній нормалі до поверхонь зубів (рисунок 2.2).

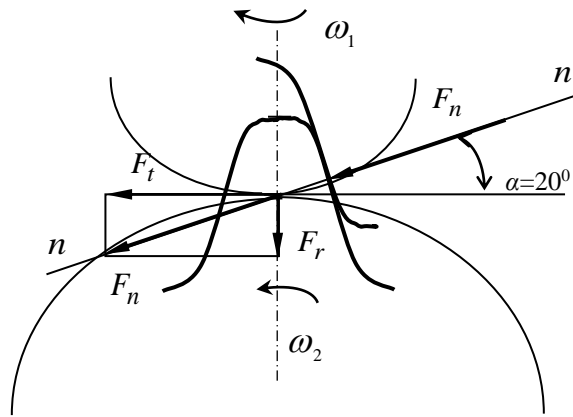


Рисунок 2.2

Силу  $F_n$  переносять у полюс і розкладають на складові: колову силу  $F_t$ , яка спрямована по дотичній до колеса, і радіальну силу  $F_r$ , спрямовану до центра колеса.

Колова сила виконує корисну роботу і дорівнює

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (2.18)$$

де  $T_1$  – момент на ведучому валу;  
 $d_1$  – ділительний діаметр шестірні.

Радіальна сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.19)$$

Нормальна сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}. \quad (2.20)$$

## 2.5.2 ТЕРТЯ В МЕХАНІЗМАХ І МАШИНАХ

При дослідженні фізичних основ явища тертя розрізняють внутрішнє та зовнішнє тертя.

**Внутрішнє тертя** – явища, які відбуваються у твердих, рідинних та газоподібних тілах при їх деформації і які призводять до необоротного розсіювання енергії.

**Зовнішнє тертя** – явище опору відносному переміщенню, яке виникає між двома тілами у зонах зіткнення поверхонь по дотичних до них і яке супроводжується дисипацією енергії.

У залежності від характеру відносного руху розрізняють:

- тертя ковзання;
- тертя кочення.

### 2.5.2.1 ТЕРТЯ КОВЗАННЯ

Сила опору при відносному переміщенні одного тіла по поверхні другого під дією зовнішньої сили, тангенціально напрямленої до загальної межі між цими тілами, має назву **сила тертя ковзання**.

Матеріал, який вводиться на поверхню тертя для зменшення сили тертя та інтенсивності зносу, називається **змащувальним матеріалом**. Підведення змащувального матеріалу до поверхні тертя називають **змащуванням**.

У залежності від стану поверхні тертя ковзання буває:

- сухе – тіла безпосередньо торкаються один одного без змащення;
- граничне – тіла розділені мастилом, але не по всій поверхні;
- рідинне – тіла розділені об'ємом мастила.

Тертя ковзання буває при відносному русі двох тіл, швидкості яких у точці контакту різні.

Воно обумовлене двома факторами:

- шорсткістю поверхонь;
- силами міжмолекулярної взаємодії між двома тілами.

Сила тертя визначається за формулою

$$F_{TP} = Nf + A,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$N$  – нормальна складова реакції;

$A$  – стала величина, яка враховує сили міжмолекулярної взаємодії.

Як правило, цією величиною нехтують. Тоді сила тертя дорівнює:

$$F_{TP} = Nf, \quad (2.21)$$

$$f = \frac{F_{TP}}{N}. \quad (2.22)$$

Коефіцієнт тертя ковзання  $f$  залежить від:

- матеріалу;
- якості обробки поверхні;
- змащення;
- відносної швидкості;
- питомого тиску.

Негативними наслідками тертя в механізмах є зменшення ККД, зношення механізмів та нагрівання.

**Зношення** – це зміна розмірів та зазорів у кінематичних парах.

### Тертя в плоскому повзуні

Розглянемо повзун, який рухається по горизонтальній площині під дією сили  $\bar{F}$  зі швидкістю  $\bar{V}$  (рисунок 2.3). При рівномірному прямолінійному відносному русі повинні виконуватись умови:

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow P = F_{TP}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow N = Q,$$

де  $P$  – рушійна сила,  
 $Q$  – сила притиснення.

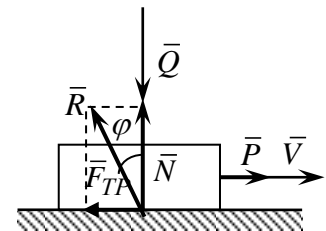


Рисунок 2.3

Дію сил  $N$  та  $F_{TP}$  можна замінити рівнодіючою  $R$ . Кут між загальною нормальною реакцією  $N$  та повною реакцією  $R$  має назву **кут тертя  $\varphi$**

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_{TP}}{N} = f .$$

З умови рівноваги

$$F_{TP} = Q \cdot \operatorname{tg} \varphi = Q \cdot f .$$

Для рівномірного прямолінійного руху:

$$F_{TP} = Nf = Qf .$$

Для приведення повзуна у рух необхідна сила, яка більша за силу, що забезпечує рівномірний рух. Гранична сила, яка відповідає початку відносного руху, має назву **сила тертя спокою**  $F_n$ .

Коефіцієнт тертя спокою:

$$f_n = \frac{F_n}{N} . \quad (2.23)$$

Коефіцієнт тертя руху:

$$f = \frac{F_{TP}}{N} . \quad (2.24)$$

Найчастіше  $f_n > f$ .

### **Тертя в клинчастому повзуні**

У клинчастому повзуні (рисунок 2.4) з умови рівноваги:

$$N = \frac{Q}{2 \sin \alpha} .$$

Сила тертя дорівнює:

$$F_{TP} = 2Nf = \frac{Q \cdot f}{\sin \alpha} = \frac{f}{\sin \alpha} Q,$$

$$F_{TP} = f_{зв} \cdot Q, \quad (2.25)$$

де  $f_{зв}$  – зведений коефіцієнт тертя.

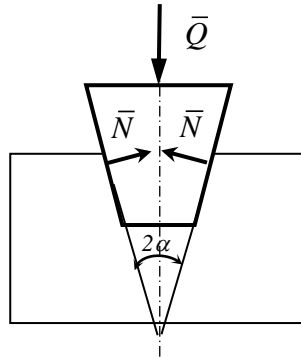


Рисунок 2.4

Збільшення коефіцієнта тертя у клинчастому повзуні широко використовується в техніці (трикутний профіль кріпильних різей, клинчастопасові передачі).

### Тертя в обертальних парах

В обертальній парі (рисунок 2.5) умови рівноваги:

$$Q = R$$

$$M = M_{TP},$$

де  $M_{TP}$  – момент тертя.

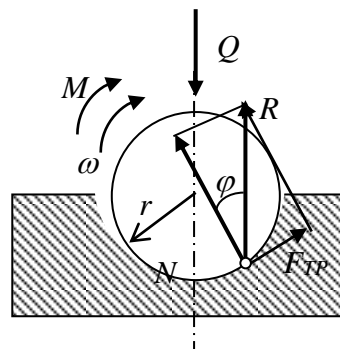


Рисунок 2.5

Сила тертя:

$$F = fN = fR \cos \varphi = fQ \cos \varphi.$$

Момент тертя:

$$M_{TP} = Fr = fQr \cos \phi = Qr \sin \phi.$$

Коли кути тертя малі, можна враховувати, що  $\sin \phi \approx \operatorname{tg} \phi$  (при  $\phi \leq 10^\circ$ ).

Момент тертя в обертальній парі:

$$M_{TP} = Qrf', \quad (2.26)$$

де  $f'$  – коефіцієнт тертя в обертальній парі (визначається експериментально для різних умов роботи пар, матеріалу, станів поверхонь тощо – для неприпрацьованих поверхонь  $f' = \frac{3}{2}f$ , для припрацьованих –  $f' = \frac{4}{3}f$ ).

### 2.5.2.2 ТЕРТЯ КОЧЕННЯ

**Тертя кочення** виникає у разі, коли швидкості у точках дотику однакові за величиною та напрямком. Воно обумовлене:

- деформацією реальних тіл;
- явищем переміщень на поверхні тіл;
- явищем міжмолекулярної взаємодії;
- наявністю відносного ковзання.

У зоні зіткнення нерухомого циліндра та площини виникає місцева деформація контактного стиску, напруження розподіляються за еліптичним законом і лінія дії рівнодіючої  $N$  цих напружень збігається з лінією дії сили навантаження циліндра  $Q$ . При перекочуванні циліндра розподілення навантаження стає несиметричним з максимумом, зміщеним у бік руху (рисунок 2.6).

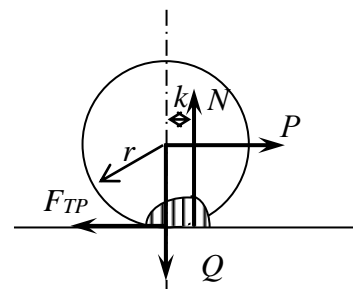


Рисунок 2.6



Рівнодіюча  $N$  зміщена на величину  $k$  – плече сили тертя кочення, яка ще має назву коефіцієнт тертя кочення та має розмірність довжини сантиметр (см). При коченні необхідно перебороти момент тертя кочення:

$$M_{TP} = Qk .$$

Під дією зовнішньої сили  $P$  циліндр рівномірно перекочується без ковзання. На циліндр діють сили  $P$  та  $F_{TP}$  ( $P = F_{TP}$ ). З умови рівноваги:

$$\begin{aligned} P \cdot r &= Q \cdot k , \\ P &= \frac{k}{r} Q . \end{aligned} \quad (2.27)$$

Під дією сили  $P$  циліндр може в одних умовах перекочуватись, в інших ковзати. Якщо

$\frac{k}{r} < f$  – чисте кочення;

$\frac{k}{r} = f$  – і кочення, і ковзання;

$\frac{k}{r} > f$  – чисте ковзання.

### 2.5.3 КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

ККД враховує механічні втрати:

$$\eta = \frac{A_{KO}}{A_{PC}} , \quad (2.28)$$

де  $A_{KO}$  – робота сил корисного опору;

$A_{PC}$  – робота рушійних сил

$$A_{PC} = A_{KO} + A_{ШО} ,$$

де  $A_{ШО}$  – робота сил шкідливого опору.

Коефіцієнт втрат:

$$\varphi = \frac{A_{ШО}}{A_{PC}}, \quad (2.29)$$

$$\eta = 1 - \varphi. \quad (2.30)$$

Елементи машини можуть з'єднуватись послідовно, паралельно та змішано.

### 2.5.3.1 ПОСЛІДОВНЕ З'ЄДНАННЯ

При послідовному з'єднанні (рисунок 2.7) вхідна ланка наступного елемента з'єднується з вихідною ланкою попереднього.

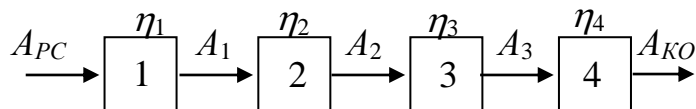


Рисунок 2.7

Визначаючи окреме ККД кожного елемента, отримуємо

$$\eta = \frac{A_{KO}}{A_{PC}}, \quad \eta_1 = \frac{A_1}{A_{PC}}, \quad \eta_2 = \frac{A_2}{A_1}, \quad \eta_3 = \frac{A_3}{A_2}, \quad \eta_4 = \frac{A_3}{A_{KO}}.$$

ККД механізму при послідовному з'єднанні елементів

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = \frac{A_1}{A_{PC}} \cdot \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{A_3}{A_2} \cdot \frac{A_{KO}}{A_3} = \frac{A_{KO}}{A_{PC}}. \quad (2.31)$$

При послідовному з'єднанні механізмів загальний ККД менший від ККД найменшого з окремих механізмів,

Механізм послідовно вмикати не рекомендується.

### 2.5.3.2 ПАРАЛЕЛЬНЕ З'ЄДНАННЯ

Схема механізму, у якому елементи з'єднані паралельно, показана на рисунку 2.8.

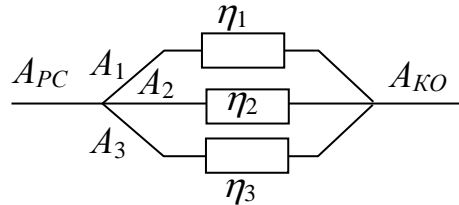


Рисунок 2.8

Коефіцієнт корисної дії механізму при паралельному з'єднанні елементів

$$\eta = \frac{A_1\eta_1 + A_2\eta_2 + A_3\eta_3}{A_1 + A_2 + A_3}. \quad (2.32)$$

При паралельному з'єднанні механізмів загальний ККД більший від найменшого і менший від найбільшого з ККД окремих механізмів.

### 3 ДЕТАЛІ МАШИН

Усі вироби машинобудівних підприємств – різноманітні технічні засоби, окремі агрегати, механізми, прилади та інші конструкції – складаються з деталей.

**Деталь** – елемент конструкції, який виготовлено з матеріалу однієї марки без використання складальних операцій (наприклад, деталями є зубчасте колесо, болт, гайка, шайба та ін.).

**Складальна одиниця** – сукупність деталей, які з'єднані на підприємстві-виробникові з використанням складальних операцій (зварюванням, згвинчуванням, клепаанням, паянням та ін.) із забезпеченням певної сумісної роботи.

## 3.1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ДЕТАЛЕЙ МАШИН

**Працездатність** – такий стан технічного засобу, при якому він здатний виконувати задані функції (функціонувати), зберігаючи значення основних параметрів у межах, установлених відповідними нормативними документами.

**Надійність** – властивість виконувати задані функції (зберігати працездатність) протягом необхідного часу (або необхідного напрацювання – мотогодин для двигуна, кілометражу пробігу для автомобіля та ін.).

Основними критеріями працездатності і надійності є міцність, жорсткість, стійкість, зносостійкість, вібростійкість, корозійна стійкість тощо.

**Технологічність** характеризується мінімальними витратами засобів, часу і праці при їх виробництві, експлуатації і ремонті.

**Економічність** визначається фінансовими витратами на проектування, виготовлення, експлуатацію і ремонт.

**Естетичність** визначається досконалістю форм і якістю обробки поверхонь.

**Екологічність** визначається рівнем шкідливого впливу на зовнішнє середовище, природу та людину.

## 3.2 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

**Механічна передача** – це механізм, який перетворює кінематичні (частоту обертання) та енергетичні (потужність) параметри двигуна в необхідні параметри руху робочих органів машин і призначений для узгодження режиму роботи двигуна з режимом роботи виконавчих органів.

Двигуни працюють у вузькому діапазоні частот обертання та моментів, робочі машини – у широкому.

### 3.2.1 ТИПИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ:

- зубчасті передачі (циліндричні, конічні);
- гвинтові (черв'ячні, гвинтові, геподні);
- з гнучкими елементами (пасові, ланцюгові);

– фрикційні (за рахунок тертя, застосовуються при поганих умовах роботи).

За способом передачі руху:

– рух з вала на вал передається за рахунок сил тертя (фрикційні, пасові);

– рух передається зачепленням (зубчасті, ланцюгові, гвинтові, із зубчастими пасами).

### 3.2.2 ОСНОВНІ ТА ПОХІДНІ ПАРАМЕТРИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Незалежно від типу та конструкції в будь-якій механічній передачі можна виділити два вали, названі в напрямку передачі потужності **вхідним** (ведучим) і **вихідним** (веденим).

Основними параметрами механічної передачі (рисунок 3.1) вважаються параметри вхідного та вихідного валів – потужність  $P$ ,  $kW$ , і частота обертання  $n$ ,  $xv^{-1}$ .

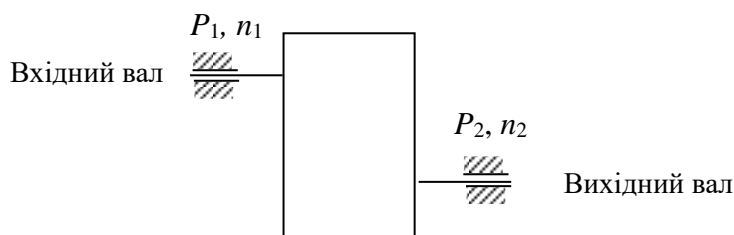


Рисунок 3.1

До похідних параметрів належать:

- передаточне число

$$u = \frac{n_1}{n_2}; \quad (3.1)$$

- коефіцієнт корисної дії

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (3.2)$$

– кутова швидкість обертання вала,  $рад/с$ ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (3.3)$$

При відомій потужності та частоті обертання на валу можна визначити крутний момент,  $H \cdot m$  або  $\frac{kBm}{xv^{-1}}$ .

$$T = \frac{P}{\omega}; \quad (3.4)$$

$$T = 9550 \frac{P}{n}. \quad (3.5)$$

Залежно від співвідношення параметрів вхідного і вихідного валів передачі діляться:

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

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

### 3.2.3 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

#### 3.2.3.1 ПЕРЕВАГИ І НЕДОЛІКИ

Переваги:

- 1) компактність;
- 2) можливість передавати більші потужності (до 1000 кВт);
- 3) найбільші швидкості обертання (до 30 м/с);
- 4) Сталість передаточного відношення;
- 5) Найбільший ККД (0,98..0,99 в одному ступені).

Недоліки:

- 1) складність передачі руху на значні відстані;
- 2) жорсткість передачі;
- 3) шум під час роботи;
- 4) необхідність змащення.

### 3.2.3.2 КЛАСИФІКАЦІЯ

За розташуванням валів:

- з паралельними осями (циліндричні з внутрішнім і зовнішнім зачепленням);
- з пересіченими осями (конічні);
- з перехресними осями (гвинтові, геподні, черв'ячні, колесо-рейка).

Пари зубчастих коліс утворюють ступінь (модуль, однаковий для обох коліс). Ведуче колесо називають шестірнею, ведене – колесо.

Для зубчастих передач характерне значення передаточного числа  $u$  в одному ступені 2...6. Тому для реалізації великих передаточних чисел найчастіше використовують багатоступінчасті зубчасті редуктори. Вони розміщуються в окремому корпусі та виконуються як самостійні вироби. Серійне виготовлення на заводах дає змогу одержувати широку номенклатуру редукторів, які застосовуються в приводах загального машинобудівного призначення.

### 3.2.3.3 ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Циліндричні зубчасті колеса бувають із зовнішнім (рисунок 3.2) і внутрішнім зачепленням. Залежно від кута нахилу зубців виконують прямозубі та косозубі колеса. Косозубі циліндричні передачі нарізуються тим самим різальним інструментом, на тих самих верстатах, за тією самою технологією, що й прямозубі. При цьому заготовку повертають на кут  $\beta$ , тому зубці розташовуються не по твірній ділильного циліндра, а під кутом до неї  $\beta$ .

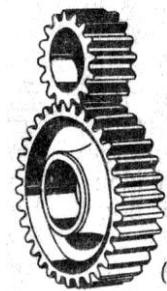


Рисунок 3.2

Зі збільшенням кута  $\beta$  підвищується міцність косозубих передач. Внаслідок нахилу зубів виходить нібито колесо більших розмірів або при тому ж навантаженні зменшуються габарити передачі. Тому в сучасних передачах косозубі колеса одержали переважне поширення.

На відміну від прямих, у яких навантаження на зубці прикладається миттєво, косі зубці входять у зачеплення не одразу по всій довжині, а поступово. Косозубе колесо не має зони однопарного зачеплення. Це визначає плавність роботи косозубого зачеплення, зниження шуму та додаткових динамічних навантажень у порівнянні із прямозубим зачепленням.

Однак у косозубих передачах з'являється додаткова осьова сила, спрямована уздовж осі вала, яка викликає додаткове навантаження на опори. Для зменшення цієї сили обмежують кут нахилу зубців  $\beta = 8 \dots 20^\circ$ , застосовують редуктори з роздвоєним ступенем. Цей недолік не має **шевронна** передача.

### 3.2.3.4 КОНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Конічні зубчасті передачі (рисунок 3.3) застосовують у тих випадках, коли осі валів перетинаються під деяким кутом  $\Sigma$ , найчастіше  $\Sigma = 90^\circ$ .

Конічні передачі більш складні у виготовленні та монтажі, ніж циліндричні, внаслідок таких причин:

1) для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати;

2) необхідно витримувати допуски на кути при вершинах конусів;

3) при монтажі потрібно забезпечувати збіг вершин конусів;

4) складніше виконувати колеса тієї ж точності, що й циліндричні;

5) перетинання валів ускладнює розташування опор внаслідок того, що одне з конічних коліс розташовується, як правило, консольно;

6) у конічному зачепленні діють осьові сили, що ускладнюють конструкцію опор.

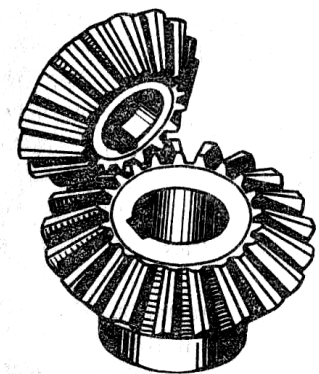


Рисунок 3.3



Навантажувальна здатність конічної прямозубої передачі становить приблизно 85 % від циліндричної.

Конічні передачі одержали значне поширення внаслідок того, що з умови компоновання необхідно розташовувати вали під кутом.

Для підвищення навантажувальної здатності конічних коліс застосовують колеса з непрямыми зубцями.

На практиці найпоширеніші конічні колеса з тангенціальними (рисунк 3.4, а) і круговими (рис. 3.4, б) зубцями.

Тангенціальні зубці спрямовані по дотичній до деякого уявного кола радіусом  $e$  й становлять із твірною конуса кут  $\beta_n = 25..30^\circ$ .

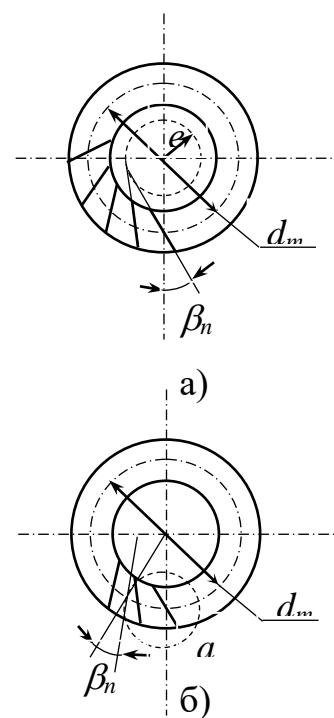


Рисунок 3.4

Кругові зубці розташовуються по дузі кола  $a$ , по якій рухається інструмент при нарізуванні зубів. Такі колеса мають кут нахилу зубців  $\beta_n = 35^\circ$  і найбільш поширені.

### 3.2.3.5 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Черв'ячні передачі (рисунк 3.5) застосовують для передачі руху між перехресними осями, кут між якими, як правило, становить  $90^\circ$ . Рух у черв'ячних передачах передається за принципом гвинтової пари або за принципом нахиленої площини.

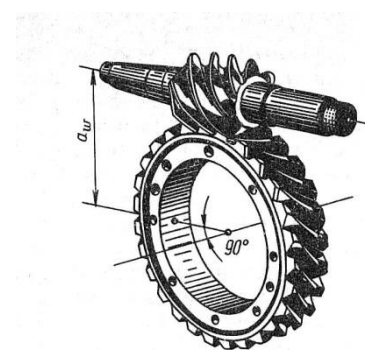


Рисунок 3.5

#### Переваги:

- великі передаточні відношення;
- плавність і безшумність роботи;

- висока кінематична точність;
- можливість самогальмування.

#### **Недоліки:**

- низький ККД;
- зношування, заїдання;
- використання дорогих матеріалів;
- вимоги до високої точності складання.

У черв'ячній передачі, на відміну від зубчастої, коліві швидкості на черв'яку та на колесі не збігаються. Вони спрямовані під кутом  $90^0$  і відрізняються за значенням. При відносному русі початкові циліндри ковзають. Велике ковзання є причиною зниження ККД, підвищеного зношування та заїдання.

ККД черв'ячної передачі  $\eta \approx 0,7 \dots 0,9$ , що нижче від ККД зубчастих передач, який дорівнює  $\eta \approx 0,97 \dots 0,99$ .

Для зниження зношування застосовують спеціальні антифрикційні пари матеріалів: черв'як – сталь, вінець черв'ячного колеса – бронза, рідше латунь або чавун.

Для охолодження черв'ячних передач збільшують площу охолодження корпусу, використовують вентилятори або додаткову систему охолодження.

### **3.2.4 ПЕРЕДАЧІ З ГНУЧКИМИ ЛАНКАМИ**

Для передачі руху між порівняно далеко розташованими один від одного валами застосовують механізми, у яких зусилля від ведучої ланки до веденої передається за допомогою гнучких ланок. Як гнучкі ланки застосовуються: паси, шнури, канати різних профілів, дроти, сталеву стрічку, ланцюги різних конструкцій.

Передачі з гнучкими ланками можуть забезпечувати постійні та змінні передаточні відношення зі східчастою або плавною зміною їх величини.

Для збереження сталості натягу гнучких ланок у механізмах застосовуються натяжні пристрої: натяжні ролики й пружини, противаги й т.п.

### 3.2.4.1 КЛАСИФІКАЦІЯ ПЕРЕДАЧ З ГНУЧКИМИ ЛАНКАМИ

1 За способом з'єднання гнучкої ланки з іншими:

- фрикційні;
- з безпосереднім з'єднанням;
- із зачепленням.

2 За взаємним розташуванням валів і напрямком їх обертання:

- відкриті;
- перехресні;
- напівперехресні.

### 3.2.4.2 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Пасова передача (рисунок 3.6) складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, який охоплює ці шківви. Навантаження передається за рахунок сил тертя, які виникають між шківвами та пасом внаслідок натягу останнього.



Рисунок 3.6

Залежно від форми поперечного перерізу паса розрізняють передачі:

- плоскопасову;
- клинопасову;
- круглопасову.

Найбільш широке застосування одержали клинопасові передачі внаслідок збільшення тягової здатності за рахунок підвищення зачеплення зі шківвом (приблизно в 3 рази). Найбільша перевага спостерігається в передачах із зубчастими (поліклиновими) пасами.

## **Переваги і недоліки**

### **Переваги:**

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

### **Недоліки:**

- підвищені габарити (при рівних умовах діаметри шківів у 5 разів більше від діаметрів зубчастих коліс);
  - мінливість передаточного відношення внаслідок проковзування паса;
  - підвищене навантаження на вали і їх опори, пов'язане з великим попереднім натягом паса (в 2 – 3 рази більше, ніж у зубчастих передачах);
  - низька довговічність пасів (1000-5000 год).
- У пасових передачах може бути два види ковзання:
- пружне ковзання, яке існує при будь-якому навантаженні;
  - буксування, що виникає при перевантаженні.
- Пружне ковзання є причиною мінливості передаточного відношення та збільшення витрат на тертя.

### **Критерії працездатності й розрахунку пасових передач:**

- 1) тягова здатність, обумовлена силами тертя між пасом і шківом;
- 2) довговічність паса, що обмежується руйнуванням паса від втоми.

Для забезпечення тягової здатності необхідний попередній натяг паса, що на практиці призводить до зниження довговічності паса, яка залежить також від характеру та частоти циклу зміни напружень (частоти пробігів паса).

### 3.2.4.3 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

Ланцюгова передача (рисунок 3.7) основана на принципі зачеплення ланцюга та зірочок.

Ланцюгова передача складається з:

- ведучої зірочки;
- веденої зірочки;
- ланцюга, який охоплює зірочки і зачіплюється за них зубцями;
- натяжних пристроїв;
- пристроїв змашувальних;
- огороження.

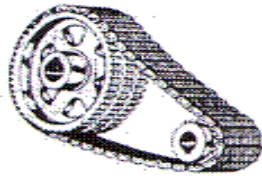


Рисунок 3.7

#### **Переваги і недоліки:**

##### **Переваги у порівнянні з пасовою:**

- 1) більша навантажувальна здатність;
- 2) відсутність ковзання та буксування, що забезпечує сталість передаточного відношення і можливість роботи при короткочасних перевантаженнях.

Принцип зачеплення не потребує попереднього натягу ланцюга. Ланцюгові передачі можуть працювати при менших міжосьових відстанях і при більших передаточних відношеннях.

##### **Недоліки:**

Ланки розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику. Звідси:

- 1) зношування шарнірів ланцюга;
- 2) шум і додаткові динамічні навантаження;
- 3) необхідність забезпечення змащення.

## **Галузь застосування:**

1) при значних міжосьових відстанях (при швидкостях менше 15-20 м/с, до 25 м/с застосовують пластинчасті ланцюги (набір пластин із двома зубоподібними виступами, принцип внутрішнього зачеплення);

2) при передачі від одного ведучого вала декільком веденим;

3) коли зубчасті передачі незастосовні і пасові ненадійні.

У порівнянні з пасовими передачами більше гучні, в редукторах застосовують на тихохідних ступенях.

## **Типи ланцюгових передач**

За типом застосовуваних ланцюгів:

- роликоча;
- втулоча, яка більш легка, але в ній велике зношування;
- роликочвтулоча, у якій менше зношування, але вона важча;
- зубчасті пластинчасті, які забезпечують більш плавну роботу.

Основною причиною втрати працездатності ланцюгових передач є зношування шарнірів ланцюга. Термін служби ланцюга збільшується при збільшенні довжини ланцюга, збільшенні числа зубців ведучої зірочки. Однак збільшення числа зубців ведучої зірочки приводить до підвищення ймовірності втрати зачеплення. При зменшенні числа зубців провідної зірочки збільшуються динамічні навантаження, удари, зношування ланцюга.

## **3.3 ВАЛИ ТА ОСІ**

### **3.3.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ**

Обертіві деталі механічних передач розміщують на валах (рисунки 3.8) та осях, які забезпечують постійне положення осі обертання цих деталей. Вали та осі призначені для підтримування закріплених на них деталей і забезпечення їх постійного

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

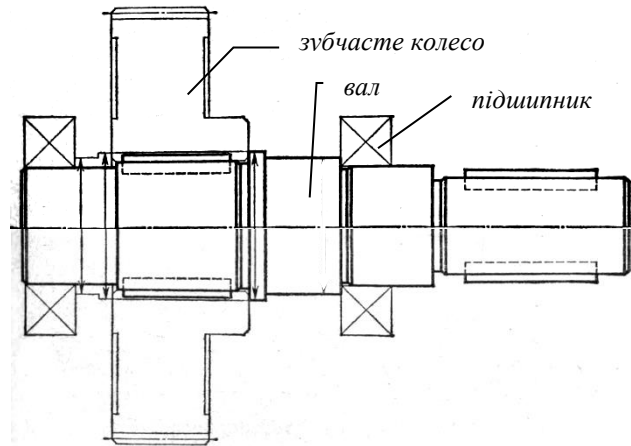


Рисунок 3.8

У залежності від форми повздовжньої осі вали поділяють на **прямі** (рисунок 3.9, *а*), **колінчасті** (рисунок 3.9, *б*), **гнучкі** (рисунок 3.9, *в*).

Колінчасті і гнучкі вали належать до спеціальних деталей.

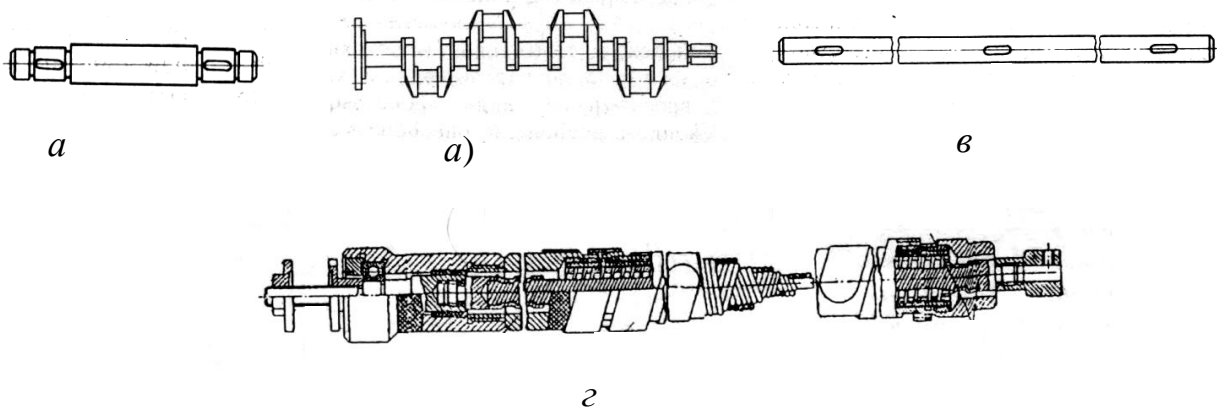


Рисунок 3.9

За конструкцією розрізняють вали й осі: **гладкі** (рисунок 3.9, *в*) та **ступінчасті** (рисунок 3.9, *а*) (фасонні). Ступінчасті вали роблять для фіксації деталей в осьовому напрямку, а також для монтажу деталей при пресовій посадці.

Для зменшення маси, а також для підведення мастила проєктують порожні вали.

Уздовж вала чи осі розрізняють такі ділянки: опорні ділянки – **цапфи**, які спираються на підшипники, несучі ділянки, на яких закріплюють обертові деталі (зубчасті колеса, шківів, зірочки ланцюгових передач тощо), перехідні ділянки, які з'єднують опорні ділянки з несучими. Цапфи поділяються на **шпи**, які розміщуються на кінцях вала, **шийки** – проміжні цапфи та **п'яти** – кінцеві або проміжні ділянки, які сприймають тільки осьові сили.

Вали та осі найчастіше виконуються з таких матеріалів:

- Ст5, Ст4 та інші для валів без термообробки;
- сталь 45, 40Х та інші для валів з термообробкою (поліпшення);
- сталь 20, 20Х для швидкохідних валів на підшипниках ковзання з цементациєю цапф;
- сталь 20,30, Ст3, Ст4 та інші для осей.

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

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

### 3.3.2 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Порядок проведення проектного розрахунку.

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

Визначають напруження кручення

$$\tau = \frac{T}{W_{\rho}} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau], \quad (3.6)$$



звідси

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}. \quad (3.7)$$

Як правило, приймають  $\tau = 20 \dots 30$  МПа для трансмісійних валів;

$\tau = 12 \dots 15$  МПа для редукторних валів.

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

2 Розробляють конструкцію вала (компонування).

3 Виконують перевірочний розрахунок вала.

### 3.3.3 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Порядок проведення перевірного розрахунку валів.

1 Вибирають розрахункову схему і визначають розрахункові навантаження.

2 Знаходять небезпечні перерізи, обумовлені найбільшим згинальним та крутним моментами, ослаблені концентраторами напружень: галтель, виточка, шпонковий паз, різь тощо.

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

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\max}, \quad (3.8)$$

де допустимі напруження:

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

$\sigma_T$  – межа плинності,

- напруження згину:

$$\sigma_u = \frac{M}{W_z}, \quad (3.9)$$

- напруження кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_\rho}. \quad (3.10)$$

4 Проводять розрахунок на витривалість за запасом опору втоми.

5 Перевіряють жорсткості вала за умовами жорсткості при згині та при крученні.

6 Проводять розрахунок на коливання з умови запобігання обертанню в критичній зоні.

## 3.4 ПІДШИПНИКИ

### 3.4.1 ПРИЗНАЧЕННЯ І КЛАСИФІКАЦІЯ

**Підшипники** служать опорами для валів і осей, вони підтримують їх у просторі, забезпечуючи можливість обертання і кочення, та сприймають і передають на корпус прикладені до них радіальні й осьові навантаження. Від якості підшипників значною мірою залежать працездатність і довговічність машин. Щоб уникнути зниження ККД механізму, втрати в підшипниках повинні бути мінімальними.

Підшипники класифікують за видом тертя та сприйманим навантаженням.

За видом тертя розрізняють:

– **підшипники ковзання**, у яких опорна ділянка вала ковзає по поверхні підшипника;

– **підшипники кочення**, у яких тертя ковзання заміняють тертям кочення за допомогою установалення кульок або роликів між опорними поверхнями підшипника і вала.

За сприйманим навантаженням розрізняють підшипники:

- **радіальні**, які сприймають радіальні навантаження;
- **упорні**, які сприймають осьові навантаження;
- **радіально-упорні**, які сприймають радіальні й осьові навантаження.

## 3.4.2 ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

### 3.4.2.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

**Підшипники ковзання** – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхні цапфи по поверхні підшипника.

Основним елементом підшипника є вкладиш 1 з антифрикційного матеріалу. Вкладиш установлюють у спеціальному корпусі підшипника 2 або безпосередньо в корпусі машини (станині, рамі і т.д.)

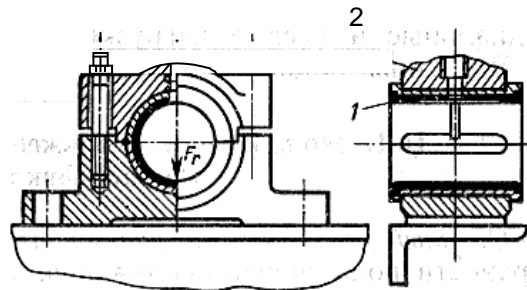


Рисунок 3.10

Галузь застосування підшипників ковзання в сучасному машинобудуванні скоротилася у зв'язку з поширенням підшипників кочення. Однак значення підшипників ковзання в сучасній техніці не знизилося. Їх застосовують дуже широко, і в цілому ряді конструкцій вони незамінні. До таких підшипників належать:

1) різні підшипники, необхідні за умовами складання, наприклад для колінчастих валів;

2) високошвидкісні підшипники ( $V > 30$  м/с), в умовах роботи яких довговічність підшипників кочення різко скорочується (вібрації, шум, великі інерційні навантаження на тіла кочення);

3) підшипники прецизійних машин, від яких потрібний особливо точний напрямок валів і можливість регулювання зазорів;

4) підшипники, що працюють в особливих умовах (вода, агресивне середовище і т.п.), у яких підшипники кочення непрацездатні через корозію;

5) підшипники дешевих тихохідних механізмів і деякі інші.

### **3.4.2.2 УМОВИ РОБОТИ І ВИДИ РУЙНУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ**

Обертанню цапфи в підшипнику протидіє момент сил тертя. Робота тертя нагріває підшипник і цапфу. Від поверхні тертя теплота виділяється через корпус підшипника і вал, а також несеться зі змащувальною рідиною. З підвищенням температури знижується в'язкість мастила і збільшується ймовірність заїдання цапфи в підшипнику. У кінцевому результаті заїдання призводить до виплавлення вкладиша. Перегрів підшипника є основною причиною його руйнування.

Робота підшипника супроводжується зношенням вкладиша і цапфи, що порушує правильну роботу механізму і самого підшипника. Інтенсивність зношення, зв'язана також з роботою тертя, визначає довговічність підшипника.

При дії змінних навантажень (наприклад у поршневих двигунах) поверхня вкладиша може викришуватись унаслідок втоми. Викришування від втоми властиве підшипникам з малим зносом і спостерігається порівняно рідко.

У випадку дії великих короточасних перевантажень ударного характеру вкладиші підшипників можуть крихко руйнуватися. Крихкого руйнування зазнають такі маломіцні антифрикційні матеріали, як бабіти і деякі пластмаси.

### **3.4.2.3 ТЕРТЯ І ЗМАЩЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ**

Робота тертя є основним показником працездатності підшипника. Тертя визначає знос і нагрів підшипника, а також його ККД. Для зменшення тертя підшипники ковзання змащують.

У залежності від режиму роботи підшипника в ньому може бути **напіврідинне** або **рідинне** тертя.

При рідинному терті робочі поверхні вала і вкладиша розділені шаром мастила, товщина якого більше суми висот шорсткостей поверхонь.

При напіврідинному терті умова не дотримується, у підшипнику буде змішане тертя — одночасно рідинне і граничне. **Граничним** називають тертя, при якому поверхні покриті найтоншою плівкою мастила, що утворилася в результаті дії молекулярних сил і хімічних реакцій активних молекул мастила і матеріалу вкладиша.

Для роботи підшипника найсприятливішим режимом є режим рідинного тертя. Утворення режиму рідинного тертя є основним критерієм розрахунку більшості підшипників ковзання. При цьому одночасно забезпечується працездатність за критеріями зносу і заїдання.

### **3.4.3 ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ**

#### **3.4.3.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ**

Застосування підшипників кочення дає змогу замінити тертя ковзання на тертя кочення, яке менш суттєво залежить від змащування (умовний коефіцієнт тертя близький до коефіцієнта рідинного тертя  $f \approx 0,0015 \dots 0,006$ ). При цьому спрощується система змащування та обслуговування підшипника.

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

Підшипники кочення складаються з внутрішнього 1 (рисунок 3.11, *a*) та зовнішнього 2 кілець з доріжками кочення, тіл кочення 3 (кульок чи роликів), сепараторів 4, які розділяють та спрямовують тіла кочення.

#### **Недоліки підшипників кочення:**

- складність рознімних конструкцій;
- порівняно великі радіальні габарити;
- обмежена швидкохідність;
- низька працездатність при вібраційних та ударних навантаженнях та в агресивних середовищах.

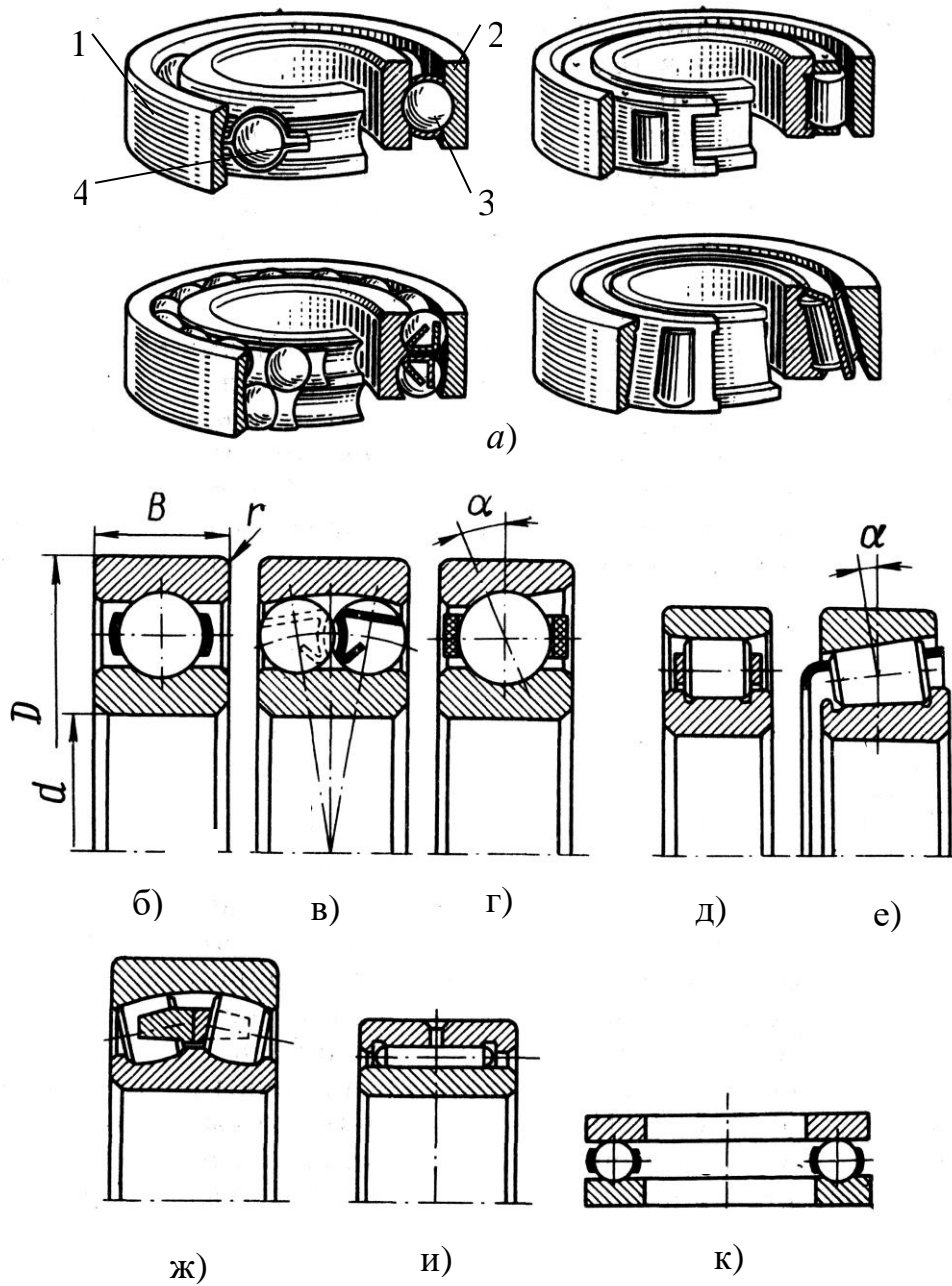


Рисунок 3.11

### Класифікація підшипників кочення

#### За формою тіл кочення:

- кулькові;
- роликові.

**За напрямком навантаження, яке сприймається:**

- радіальні;
- упорні;
- радіально-упорні;
- упорно-радіальні.

**Радіальні кулькові підшипники** (рисунок 3.11, б) – найбільш прості та дешеві. Допускають невеликі перекоси вала (до  $1/4^\circ$ ) і можуть сприймати осьові навантаження, але менші від радіальних. Ці підшипники набули поширення в машинобудуванні.

**Радіальні роликові підшипники** (рисунок 3.11, д) завдяки збільшеній контактній поверхні допускають значно більші навантаження, ніж кулькові. Однак вони не сприймають осьові навантаження і погано працюють при перекосах вала. У роликових циліндричних і конічних підшипниках з комбінованими (бочкоподібними) роликами концентрація навантаження від неминучого перекошу вала істотно знижується.

Аналогічне порівняння можна провести і між **радіально-упорними кульковими** (рисунок 3.11, з) і **роликовими** (рисунок 3.11, е) підшипниками.

**Самоустановлювальні кулькові** (рисунок 3.11, в) і **роликові** (рисунок 3.11, ж) підшипники застосовують і в тих випадках, коли допускають значний перекіс вала (до  $2...3^\circ$ ). Вони мають сферичну поверхню зовнішнього кільця і ролики бочкоподібної форми. Ці підшипники допускають невеликі осьові навантаження.

Застосування **голчастих підшипників** (рисунок 3.11, и) зменшити габарити (діаметр) при значних навантаженнях.

Упорний підшипник (рисунок 3.11, к) сприймає тільки осьові навантаження і погано працює при перекосі осі.

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

Великий вплив на працездатність підшипника має якість сепаратора. Установлення сепаратора значно зменшує втрати на тертя. Більшість сепараторів виконують штампованими зі сталеві стрічки. При підвищених колових швидкостях (більш

10...15 м/с) застосовують масивні сепаратори з латуні, бронзи, дюралюмінію або пластмаси.

Змащення істотно впливає на довговічність підшипників:

- зменшує тертя;
- знижує контактні напруження;
- захищає від корозії;
- сприяє охолодженню підшипника.

### **3.4.3.2 ОСНОВНІ ПРИЧИНИ ВТРАТИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ:**

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

– **зношення**, що спостерігається при недостатньому захисті від абразивних часток (пилу і бруду);

– **руйнування сепараторів**, яке дає значний відсоток виходу з ладу підшипників кочення, особливо швидкохідних;

– **розколювання кілець і тіл кочення**, яке зв'язано з ударними і вібраційними перевантаженнями, неправильним монтажем, що спричиняє перекося кілець, заклинювання тощо;

– **залишкові деформації** на бігових доріжках у вигляді лунок та вм'ятин, які спостерігаються у важконавантажених тихохідних підшипниках.

### **3.4.3.3 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ**

Розрахунок підшипників кочення базується на двох критеріях:

1 Розрахунок на ресурс (довготривалість) з викришування від втоми.

2 Розрахунок на статичну вантажопідйомність за остаточними деформаціями.

При проектуванні підшипники підбирають з числа стандартних. Розрізняють підбір підшипників за динамічною вантажопідйомністю для запобігання руйнуванню від втоми



(викришування) (при  $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$ ) та за статичною вантажопідйомністю для запобігання остаточним деформаціям.

## Розрахунок на ресурс

Умова підбору за динамічною вантажопідйомністю

$$C_{\text{потріб}} \leq C_{\text{паспорт}}. \quad (3.11)$$

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

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

Динамічна вантажопідйомність

$$C = Pp \sqrt{\frac{L}{a_1 a_2}}, \quad (3.12)$$

де  $L$  – ресурс підшипника, млн обертів;

$P$  – еквівалентне навантаження;

$p = 3$  (для кулькових),  $p \approx 3,33$  (для роликкових);

$a_1$  – коефіцієнт надійності;

$a_2$  – узагальнений коефіцієнт сумісного впливу якості металу та умов експлуатації.

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

$$P_r = (XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_T, \quad (3.13)$$

де  $F_r, F_a$  – радіальне та осьове навантаження;

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

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

$K_{\delta}$  – коефіцієнт безпеки, який ураховує характер навантажень: при спокійному навантаженні  $K_{\delta} = 1$ , при помірних поштовхах  $K_{\delta} = 1,3 \dots 1,5$ , при сильних ударах  $K_{\delta} = 2,5 \dots 3$ ;

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

### Розрахунок на статичну вантажопідйомність

Умова перевірки чи підбору за статичною вантажопідйомністю

$$P_0 \leq C_0, \quad (3,14)$$

де  $P_0$  – еквівалентне статичне навантаження;

$C_0$  – статична вантажопідйомність.

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

Еквівалентне статичне навантаження

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (3,15)$$

де  $X_0, Y_0$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

$X_0 = 0,6, Y_0 = 0,5$  – радіальні шарикопідшипники однорядні і дворядні;

$X_0 = 0,5, Y_0 = 0,47 \dots 0,28$  (при  $\alpha = 12 \dots 36^{\circ}$  відповідно) – радіально-упорні шарикопідшипники;

$X_0 = 0,5, Y_0 = 0,22 \text{ctg} \alpha$  – конічні та самоустановлювальні шарикопідшипники та роликотопідшипники.

### 3.5 З'ЄДНАННЯ

З'єднання є важливими елементами машинобудівних конструкцій. Досвід експлуатації транспортних технічних засобів

виявив, що велика кількість відмов у їх роботі пов'язана з незадовільною якістю з'єднань. Тому основним критерієм працездатності з'єднань (а також відповідних розрахунків) є міцність.

За ознакою рознімності всі види з'єднань можна розділити на:

- рознімні
- нерознімні.

До рознімних з'єднань, які можуть розбиратися без руйнування деталей, що їх складають, належать:

- нарізні (рисунок 3.12, а);
- шпонкові (рисунок 3.12, б);
- шліцьові (рисунок 3.12, в);
- профільні (рисунок 3.12, г);
- штифтові (рисунок 3.12, д);
- клинові.

До нерознімних з'єднань, які не можуть розбиратися без руйнування деталей, що з'єднуються, або їх поверхонь, належать:

- зварні (рисунок 3.13, а);
- заклепкові (рисунок 3.13, б);
- паяні;
- клейові.

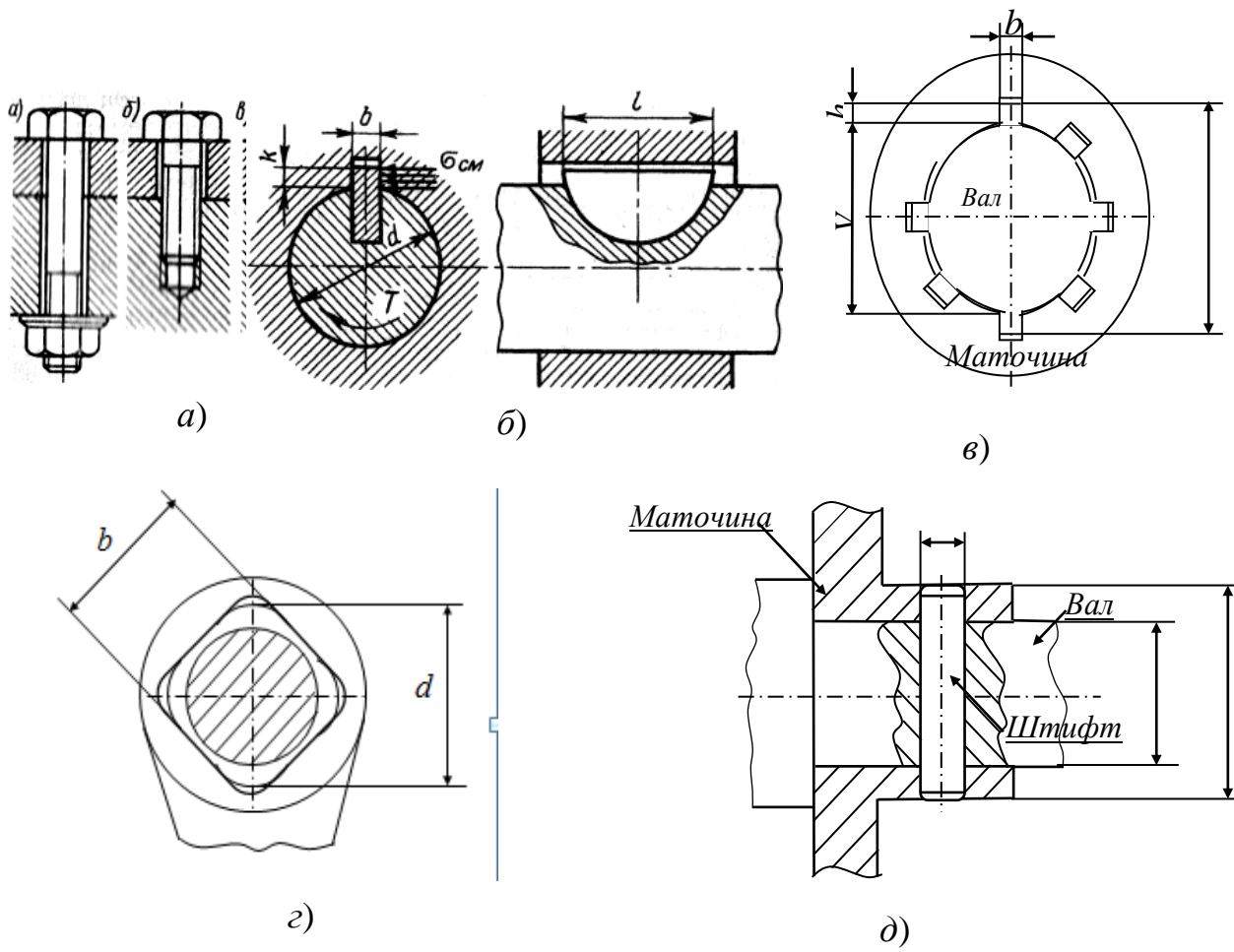


Рисунок 3.12

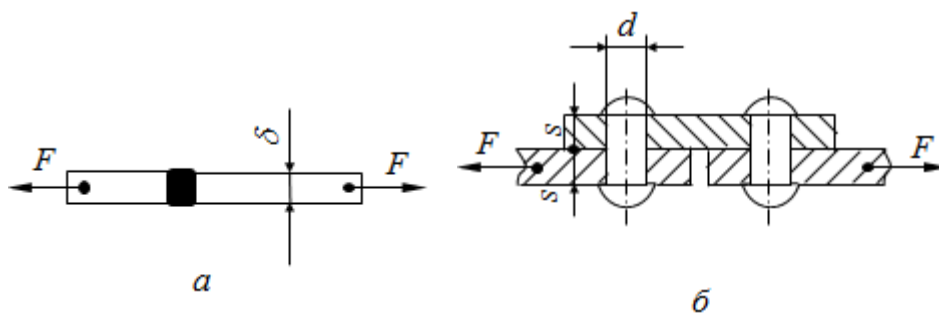


Рисунок 3.13

## 3.5.1 РОЗНІМНІ З'ЄДНАННЯ

### 3.5.1.1 НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

**Різь** – це виступи, утворені на основній поверхні гвинтів або гайок і розташовані за гвинтовою лінією.

Нарізні з'єднання є одними з найбільш поширених рознімних з'єднань, які здійснюються за допомогою деталей, що мають зовнішню (болти, гвинти, шпильки та ін.) і внутрішню (гайки, нарізні отвори в корпусних деталях) різь.

#### **Переваги і недоліки нарізних з'єднань**

##### **Переваги:**

- висока надійність;
- зручність складання та розбирання;
- можливість утворення великих осьових навантажень;
- відносно невелика вартість, що обумовлюється стандартизацією та масовим виробництвом кріпильних нарізних деталей.

##### **Недоліки:**

- концентрація напружень у западинах різі, що знижує втомну міцність з'єднання;
- необхідність застосування в багатьох випадках засобів стопоріння (для запобігання самовідгвинчування з'єднання).

#### **Класифікація різі**

##### **За формою основної поверхні:**

- *циліндричні* (найбільш поширені);
- *конічні* (застосовують для щільних з'єднань труб, пробок тощо).

##### **За формою профілю різі:**

- *трикутна*;
- *прямокутна*;
- *трапецеїдальна*;
- *кругла* та інші різі.

##### **За напрямком гвинтової лінії:**

- *права* (найбільш поширена);
- *ліва*.

### За числом заходів:

- *однозахідна* (найбільш поширена);
- *двозахідна* та інші різі.

Багатозахідні різі застосовуються у гвинтових механізмах.

### За призначенням:

- *кріпильна*;
  - *метрична* з трикутним профілем ( $\alpha=60^0$ ) – основна кріпильна різь;
  - *трубна* ( $\alpha=55^0$ ) – із округленими вершинами і западинами (ГОСТ 6357-73);
  - *кругла* (ГОСТ 6042-71) та ін.;
- *ходова* (для гвинтових механізмів):
  - *трапецеїдальна симетрична* (ГОСТ 9484-73);
  - *упорна* (ГОСТ 10177-62);
  - *прямокутна*.

Нарізні з'єднання здійснюються із застосуванням кріпильних деталей, до яких належать

- болти;
- гвинти;
- шпильки з гайками.

### 3.5.2.2 ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

Шпонкові з'єднання служать для закріплення деталей на осях і валах. Такими деталями є шків, зубчасті колеса, муфти, маховики, кулачки і т.д. З'єднання навантажуються в основному обертальним моментом.

Шпонкове з'єднання здійснюється за допомогою спеціальної деталі – **шпонки**, яка закладається у відповідні пази, що виконані на сполучених поверхнях деталей, що з'єднуються. Воно забезпечує нерухоме скріплення деталей для передачі крутного моменту.

Призматичні шпонки (рисунок 3.14) широко застосовують у всіх галузях машинобудування.

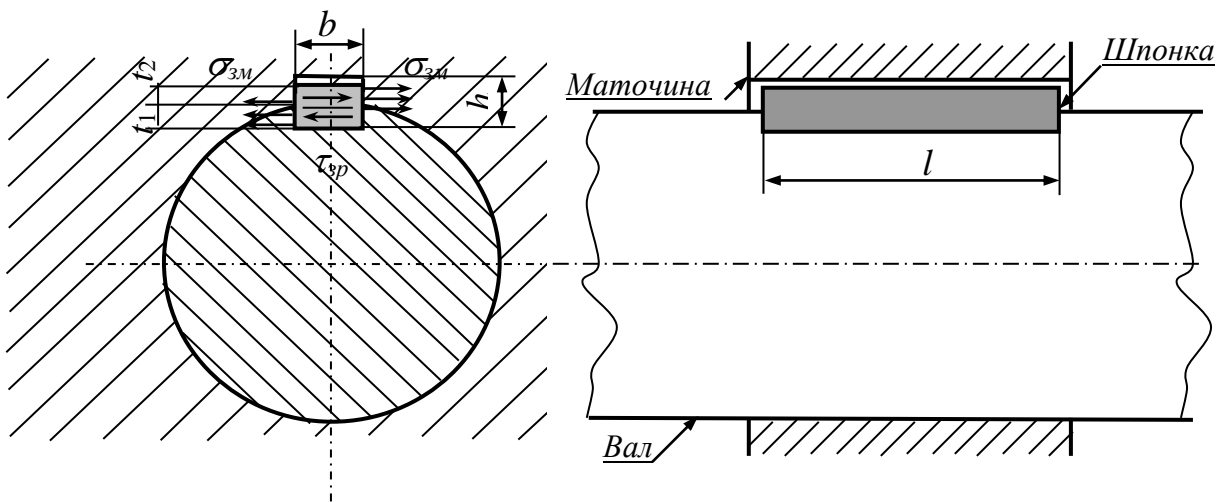


Рисунок 3.14

### Переваги і недоліки

#### Переваги:

- простота й надійність конструкції;
- зручність складання і розбирання;
- невисока вартість.

#### Недоліки:

- послаблення суцільних перерізів сполучених деталей;
- наявність концентраторів напружень;
- при перехідних посадках або посадках із зазором міцність з'єднання нижче від міцності вала і маточини;
- труднощі забезпечення взаємозамінності, яка полягає в необхідності пригінки або підбору шпонки по пазу, що обмежує їх застосування у великосерійному і масовому виробництві.

#### Типи шпонок:

- клинова врізна (ГОСТ 8791-68) – створює напружений стан за верхньою та нижньою гранями шпонки і передає крутний момент за рахунок сил тертя на них (рисунок 3.15, а);
- призматична звичайна з округленими кінцями (ГОСТ 8789-68) – сприймає навантаження бічними гранями (рисунок 3.15, б);

- призматична напрямна врізна із закріпленням на валу (ГОСТ 8790-68) допускає переміщення маточини вздовж осі вала (рисунок 3.15, в);
- сегментна (ГОСТ 8794-68) (рисунок 3.15, г);
- кругла (не стандартизована) (рисунок 3.15, д).

### З'єднання призматичними шпонками

З'єднання **призматичними шпонками** ненапружене. Воно потребує виготовлення вала та отвору з великою точністю. У багатьох випадках посадка маточини на вал виробляється з натягом.

Момент передається з вала на маточину бічними вузькими гранями шпонки. При цьому на них виникають напруження зминання  $\sigma_{зм}$ , а в подовжньому перерізі шпонки — напруження зрізу  $\tau_{зр}$ .

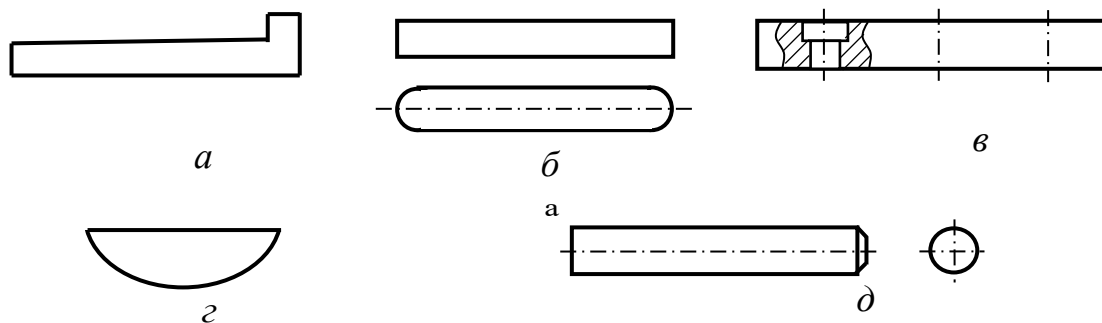


Рисунок 3.15

Для спрощення розрахунку допускають, що шпонка врізана у вал на половину своєї висоти, напруження  $\sigma_{зм}$  розподіляються рівномірно по висоті та довжині шпонки, плече рівнодіючої цих напружень дорівнює  $\frac{d}{2}$ . Розглядаючи рівновагу вала або маточини при цих допущеннях, одержуємо умови міцності.

#### Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (3.16)$$



### Умова міцності на зрізання:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_{зр}], \quad (3.17)$$

де  $[\sigma_{зм}]$ ,  $[\tau_{зр}]$  – допустимі напруження зминання і зрізання.

У стандартних шпонках розміри  $b$  і  $h$  підібрані таким чином, що навантаження з'єднання обмежують не напруження зрізу, а напруження зминання. Тому при розрахунках звичайно використовують тільки умову міцності на зминання.

Шпонку вибирають у залежності від діаметра вала за ГОСТ 23360-78, визначають розміри поперечного перерізу шпонки  $b$  і  $h$ . З умови міцності на зминання визначають розрахункову довжину шпонки  $l$ , округляють до стандартного розміру, узгоджуючи її з розміром маточини.

### Матеріали

Стандартні шпонки виготовляють з чистотянутих сталевих прутків вуглецевої за ГОСТ 380-71 та ГОСТ 1050-74 або легованої сталі з межею міцності  $\sigma_e$  не нижче 500 МПа. Значення допустимих напружень залежить від:

- режиму роботи,
- міцності матеріалу вала та втулки,
- типу посадки втулки на вал.

Допустимі напруження на зминання при сталевій маточині для нерухомих з'єднань при перехідних посадках рекомендують  $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 150$  МПа, при посадках з натягом  $[\sigma_{зм}] = 110 \dots 200$  МПа; при чавунній маточині приймається  $[\sigma_{зм}] = 45 \dots 55$  МПа.

Менші значення приймають для чавунних маточин та при різких змінах навантаження.

У рухомих (в осьовому напрямку) з'єднаннях допустимі напруження значно знижують з метою запобігання задиркам та обмеження зношення. При цьому приймають  $[\sigma_{зм}] = 20 \dots 30$  МПа.

Значення  $[\tau_{зр}]$  залежить від характеру навантаження, для спокійного навантаження приймається  $[\tau_{зр}] = 120$  МПа, для помірних поштовхів  $[\tau_{зр}] = 85$  МПа, для ударного навантаження  $[\tau_{зр}] = 50$  МПа.

## 4 СТАНДАРТИЗАЦІЯ НОРМ, ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ

### 4.1 РОЗМІРИ, ДОПУСКИ Й ПОСАДКИ

**Взаємозамінність** – принцип конструювання і виготовлення деталей, що забезпечує можливість складання і заміни при ремонтах незалежно виготовлених із заданою точністю деталей і складальних одиниць без додаткової обробки і припасування та зі збереженням відповідності якості.

Деталі і складальні одиниці будуть взаємозамінні тільки у випадку, коли їхні розміри, форма та інші параметри перебувають у певних межах.

У сполученні двох деталей розмір, що охоплює, називається **отвором**  $D$ . Розмір, який охоплюється, називається **валом**  $d$  (рисунок 4.1). Усі позначення, що стосуються отвору, пишуться з великої літери. Позначення, які стосуються вала, пишуться з малої літери.

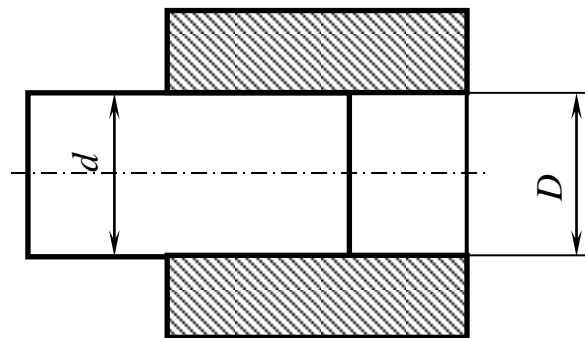


Рисунок 4.1

Параметри деталей оцінюють кількісно за допомогою розмірів.

**Розмір** – це числове значення лінійної величини в обраних одиницях виміру.

**Номинальний** розмір – це розмір, відносно якого визначаються межі і який використовується для відліку відхилень. Номинальний розмір визначається під час конструювання на основі розрахунків або за конструктивними міркуваннями, після розрахунків округляється до стандартного значення за ГОСТ 6636-69 і проставляється на кресленнях деталей або з'єднань.

При виготовленні деталі отримати номинальний розмір неможливо. Розмір, установлений виміром із допустимою похибкою, називається **дійсним**. Межі, у яких може міститися дійсний розмір деталі, визначається граничним розміром.

**Граничний** розмір – це два допустимі розміри – найбільший і найменший, між якими повинен перебувати дійсний розмір.

На кресленнях проставляють номинальні розміри, а кожний із двох граничних визначають за відхиленнями від номинального.

**Граничні відхилення** – це відхилення від номинального розміру, які проставляються на кресленні. Розрізняють верхнє та нижнє відхилення.

Граничні відхилення визначаються як алгебраїчна різниця між граничним і номинальним розмірами (рисунок 4.2).

$$\text{Верхнє відхилення для отвору } ES = D_{\max} - D. \quad (4.1)$$

$$\text{Верхнє відхилення для вала } es = d_{\max} - d. \quad (4.2)$$

$$\text{Нижнє відхилення для отвору } EI = D_{\min} - D. \quad (4.3)$$

$$\text{Нижнє відхилення для вала } ei = d_{\min} - d. \quad (4.4)$$

Схематичне позначення розміру з відхиленнями:

$D$  – номинальний розмір отвору                       $d$  – номинальний розмір вала

$$\varnothing D \begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{верхнє} \\ \text{нижнє} \end{matrix} \qquad \varnothing d \begin{pmatrix} es \\ ei \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{верхнє} \\ \text{нижнє} \end{matrix}$$

Різниця між найбільшим і найменшим граничним розмірами або абсолютною величиною алгебраїчної різниці між верхньою і нижньою межами називається **допуском розміру  $T$** :

$$\text{для отвору} \qquad T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI, \quad (4.5)$$

$$\text{для вала} \qquad T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei. \quad (4.6)$$

**Поле допуску** – поле, обмежене верхнім і нижнім відхиленнями, яке визначається величиною допуску і розташовується відносно нульової лінії (рисунки 4.1, 4.2). Нульова лінія при графічному зображенні полів допусків відповідає номінальному розміру. Вище нульової лінії розташовуються додатні відхилення, нижче – від’ємні.

Установлення граничних відхилень на розміри деталей передбачає вирішення двох завдань:

- 1) регламентація потрібної точності виготовлення розмірів;
- 2) визначення характеру з’єднання з’єднаних поверхонь, тобто посадки.

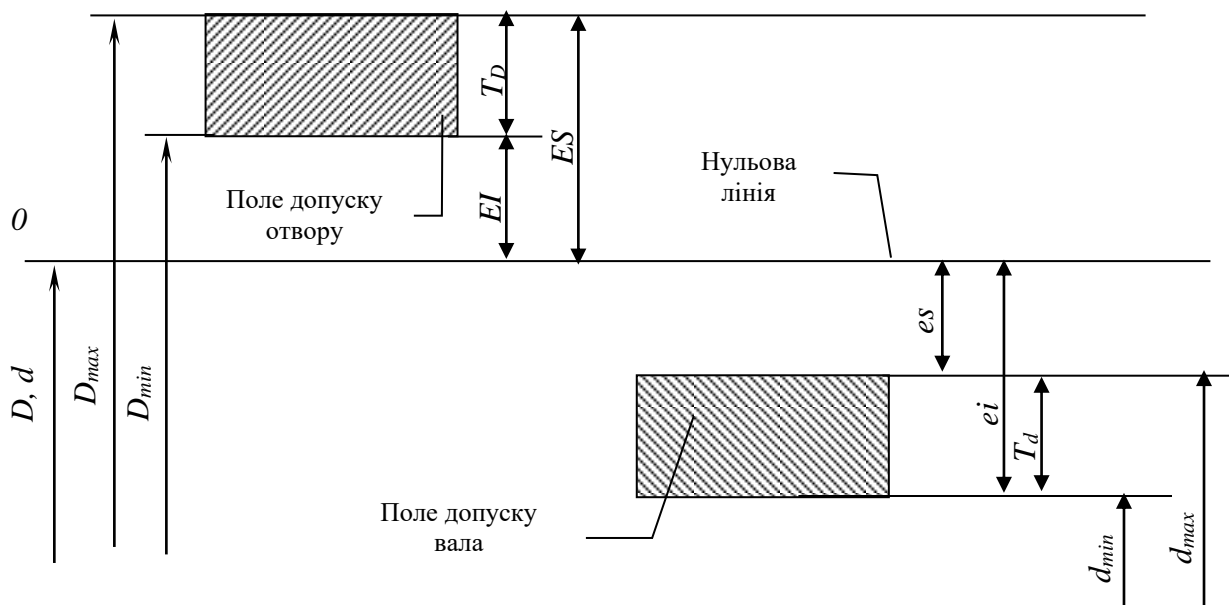


Рисунок 4.2

## 4.2 ЄДИНА СИСТЕМА ДОПУСКІВ І ПОСАДОК (ЄСДП)

ЄСДП – це сукупність закономірно побудованих рядів допусків і посадок, оформлених у вигляді стандартів, призначена для вибору мінімально необхідних, але достатніх для практики варіантів допусків і посадок.

Складовою частиною до ЄСДП входять стандарти:

- ГОСТ 25346-82 «ЄСДП, загальні положення...»;
- ГОСТ 25347-82 «ЄСДП, поля допусків і рекомендовані посадки».

Система призначена для вибору мінімально необхідних, але достатніх для практики варіантів допусків і посадок типових з'єднань деталей машин, дає можливість стандартизувати різальний інструмент і калібри, полегшує конструювання, виробництво і взаємозамінність деталей машин, а також обумовлює їх якість.

Градація допусків установлюється у вигляді наборів ступенів чи класів точності.

**Ступінь (клас) точності** – це сукупність допусків, відповідних одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Ступінь точності позначається цифрою.

**Квалітет** – сукупність допусків, розглянутих як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів.

Дві або кілька деталей різних розмірів вважають однакової точності (приналежних одному квалітету), якщо їх виготовляють на тому самому устаткуванні при тих самих умовах обробки (режимах різання тощо).

ЄСДП охоплює розміри в діапазоні до 3150 мм.

Для нормування різних рівнів точності для розмірів до 500 мм стандартом передбачені 19 квалітетів точності:

– *IT01, IT0, IT1, IT2* – для кінцевих мір;

– *IT2 ... IT5* – для калібрів;

– *IT5 ... IT11* – для сполучених розмірів деталей машин;

– *IT12 ... IT17* – для вільних (несполучених) розмірів.

Сполучені деталі утворюють посадки.

**Посадка** – це характер з'єднання деталей, що визначається величиною отриманих у ній зазорів або натягів, яка характеризує свободу переміщення з'єднаних деталей або опір їх взаємному переміщенню.

**Зазор  $S$**  – це різниця між розмірами отвору і вала, якщо отвір більший за вал.

**Натяг  $N$**  – це різниця між розмірами отвору і вала, якщо вал більший за отвір.

**Посадка із зазором** – це посадка, у якій забезпечується зазор у з'єднанні, тобто поле допуску отвору розміщено над полем допуску вала.

**Посадка з натягом** – це посадка, при якій забезпечується натяг з'єднання, тобто поле допуску отвору розташовано під полем допуску вала.

Установлено 27 основних відхилень валів і 27 основних відхилень отворів.

**Основне відхилення** – одне із двох граничних відхилень (верхнє або нижнє), що визначає положення поля допуску щодо нульової лінії. Основним є відхилення, найближче до нульової лінії.

Основні відхилення отворів позначаються великими літерами латинського алфавіту, валів – малими літерами.

В ЄСДП передбачені посадки в системі отвору і в системі вала.

Посадки в системі **отвору** – це посадки, у яких зазори і натяги отримують з'єднанням різних валів з основним отвором. **Основний отвір** – це отвір, нижнє відхилення якого дорівнює нулю (рисунок 4.3). Основний отвір у системі отвору позначається літерою *H*.

Посадки в система **вала** – це посадки, у яких зазори і натяги отримують з'єднанням різних отворів з основним валом. **Основний вал** – це вал, верхнє відхилення якого дорівнює нулю (рисунок 4.3). Основний вал у системі вала позначається літерою *h*.

Точні отвори обробляються дорогим інструментом (зенкерами, розгортками, протягуванням тощо). Кожен такий інструмент застосовують для обробки тільки одного розміру з певним полем допуску. Вали ж незалежно від їх розміру обробляють тим самим різцем чи шліфувальним колом. Тому системі отвору віддають перевагу як більш економічній.

У ряді випадків більш економічною буває система вала, наприклад коли потрібно чергувати з'єднання деяких отворів одного номінального розміру, але з різними посадками на одному валу. Так, у з'єднанні, що має рухому посадку поршневого пальця із шатуном і нерухому в бобишках поршня, доцільно посадку виконувати в системі вала, а не в системі отвору.

У деяких випадках доцільно застосовувати посадки, які утворені таким сполученням полів допусків отвору і вала, коли жодна з деталей не є основною. Такі посадки називаються **позасистемними**.

При використанні деталей, які виготовляються на спеціалізованих підприємствах (підшипники, шпонки тощо) посадку треба визначати в системі, у якій вони виготовлені.

На кресленнях граничні відхилення позначаються:

умовним позначенням полів допусків  $\varnothing 50H7$ ,  $\varnothing 85f8$ ;

числовими значеннями граничних відхилень  $\varnothing 50^{+0,03}$ ,  $\varnothing 85_{-0,090}^{-0,036}$ ;

умовним позначенням полів допусків та числовими значеннями граничних відхилень  $\varnothing 50H7^{+0,03}$ ,  $\varnothing 85f8_{-0,090}^{-0,036}$ .

### 4.3 ВІДХИЛЕННЯ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ

Точність геометричних параметрів деталей характеризується не тільки точністю їх розмірів, але й точністю форми і взаємного розташування поверхонь, які виникають у процесі обробки внаслідок неточності та деформації верстата, інструменту та устаткування, деформації виробу, нерівномірності припуску на обробку тощо.

Основою нормування та кількісного відхилення форми й розташування поверхонь є принцип прилеглих прямих, поверхонь і профілів.

**Номінальна форма** – це ідеальна форма елемента, що задана кресленням або іншими технічними документами.

**Номінальна поверхня** – це ідеальна поверхня, розміри та форма якої відповідають заданим номінальним розмірам і номінальній формі.

**Реальна поверхня** – поверхня, яка обмежує деталь і відокремлює її від навколишнього середовища.

**Прилегла поверхня** – поверхня, що має форму номінальної поверхні, сполучається з реальною поверхнею та розташована поза матеріалом деталі так, щоб відхилення від її найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

**Прилегла площина або пряма** – це площина або пряма, що сполучається з реальною поверхнею і розташовується поза матеріалом деталі.

**Прилегле коло або циліндр** – це коло мінімального діаметра, що описане навколо реального профілю зовнішньої поверхні обертання або максимального діаметра, що вписане в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання.

**Профіль** – лінія перетинання поверхні з площиною або із заданою поверхнею. Поняття реального та номінального профілів аналогічні поняттям номінальної та реальної поверхонь.

**Відхилення форми** – це відхилення форми реального елемента від номінальної форми, яке оцінюється найбільшою відстанню від точок реального елемента по нормалі до прилеглого елемента.

**Допуск форми** – це найбільше значення відхилення форми, тобто є найбільша відстань від точок реальної поверхні до прилеглої поверхні по нормалі.

Відхилення форми:

– комплексні:

- циліндричності;
- круглості;
- профілю повздовжнього перерізу;
- площинності;
- прямолінійності;

– часткові:

- овальності та огранювання;
- конусності, бочкоподібності, сідлоподібності, згину.

**Відхилення розташування поверхні** – це відхилення дійсного розташування елемента розглянутої поверхні, осі або площини симетрії від номінального розташування.

Для оцінки точності розташування поверхні призначають базу.

**База** – це поверхня, її твірна або точка, що визначає прив'язку деталей до площини або осі, відносно якої задаються допуски розташування та відповідні відхилення. Якщо базою є поверхня обертання або різь, то за базу приймається вісь.

**Допуск розташування** – це межа, що обмежує допустиме значення відхилень розташування поверхонь.



Допуски розташування, які встановлені для валів та отворів, можуть бути залежними й незалежними.

Умовні позначення допусків форми і розташування поверхонь наведені в таблиці 4.1.

Допуски форми й розташування поверхонь регламентуються такими стандартами:

– ГОСТ 24642-81. Допуски форми та розташування поверхонь. Основні терміни та визначення;

– ГОСТ 24643-81. Числові значення відхилень форми та взаємного положення;

– ГОСТ 25069-81. Незазначені допуски форми та розташування поверхонь;

– ГОСТ 2.308-79\*. Позначення на кресленнях допусків форми та розташування поверхонь.

За ГОСТ 24643-81 встановлено 16 ступенів точності форми та розташування поверхонь. Залежно від співвідношення між допуском розміру та допусками форми або розташування встановлені вимоги до відносної точності.

На робочих кресленнях деталей умовні позначення допусків форми і розташування поверхонь, їх числові значення, а також позначення баз розміщують у рамці, яка поділена на дві або три частини (у першій – знак допуску, у другій – його числове значення, у третій – позначення бази).

Базові осі й поверхні позначають на кресленнях деталей у відповідності до ГОСТ 2.308-79 рівнобічним затемненим трикутником, з'єднаним з рамкою, у який записують позначення бази великою літерою. Якщо базою є вісь або площина симетрії, то трикутних розміщується в кінці розмірної лінії відповідного розміру (діаметра, ширини). Коли призначають допуск розташування для двох поверхонь, то замість затемненого трикутника застосовують стрілку.

Рамку з'єднують з контурною лінією деталі або виносною лінією. Якщо допуск належить боковій поверхні або профілю, то рамку з'єднують з контурною лінією або з її продовженням. При цьому з'єднувальна лінія не повинна бути продовженням розмірної.

Деякі приклади умовного позначення розглядуваних допусків наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Допуски форми і розташування поверхонь

Група допусків	Види допусків	Умовне позначення	Примітка
Допуски форми	Допуск прямолінійності		Обмежує абсолютну величину відхилення
	Допуск площинності		
	Допуск циліндричності		Обмежує відхилення від радіусному виразі
	Допуск округлості		
	Допуск повздовжнього перерізу		
Допуски розташування	Допуск паралельності		Обмежує граничне відхилення від бази
	Допуск перпендикулярності		
	Допуск нахилу		
	Допуск співвісності		Обмежує відхилення або в діаметральному ( $\varnothing T$ ), або в радіусному ( $R \frac{T}{2}$ ) виразі, що застерігається
	Допуск симетричності		
	Позиційний допуск		
	Допуск перетинання осей		
Сумарні допуски форми і розташування	Допуск радіального биття Допуск торцевого биття Допуск биття в заданому напрямі		Обмежує сумарне відхилення, яке показує індикатор при вимірюванні
	Допуск повного радіального биття Допуск повного торцевого биття		
	Допуск форми заданого профілю		Обмежує сумарне відхилення або у формі T, або T/2, що застерігається
	Допуск форми заданої поверхні		

## 4.4 ПОЗНАЧЕННЯ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ

Поверхні, отримані обробкою на металорізальних верстатах або іншим шляхом, мають виступи, що чергуються, і западини різної висоти і форми та порівняно малих розмірів по висоті та кроку. Шорсткість поверхні в сполученні з іншими характеристиками визначає стан поверхні і є поряд з точністю форми однією з основних геометричних характеристик якості поверхні. ГОСТ 25142-82 регламентує терміни та визначення для шорсткості поверхні.

**Шорсткість поверхні** – це сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками в межах базової довжини.

**Базова довжина  $l$**  – довжина базової лінії, застосовуваної для виділення нерівностей, які характеризують шорсткість поверхні.

Базою для відліку відхилень профілю є **середня лінія профілю** – лінія, що має форму номінального профілю, і проведена так, щоб у межах базової довжини середнє квадратичне відхилення вимірюваного профілю до цієї лінії було мінімальним.

Для кількісної оцінки та нормування шорсткості поверхонь установлений ГОСТ 2789-73.

Вибір параметрів для нормування шорсткості проводиться з урахуванням призначення та експлуатаційних властивостей поверхні.

Шорсткість поверхні незалежно від матеріалу та способу виготовлення можна оцінити одним або декількома параметрами (рисунок 4.3):

$R_a$  – середнє арифметичне відхилення;

$R_z$  – висота нерівностей профілю за 10 точками (5 виступів і 5 западин);

$R_{max}$  – найбільша висота нерівностей;

$S_{min}$  – середній крок нерівностей;

$S$  – середній крок місцевих виступів;

$t_p$  – відносна опорна довжина профілю



Рисунок 4.3

Найбільш повну інформацію надає параметр  $R_a$ , який є основним з висотних параметрів шорсткості, і його призначають на всі сполучені та чисто оброблені незв'язані поверхні деталей.

Відносна опорна довжина профілю  $t_p$  характеризує фактичну опорну площу, від якої значною мірою залежать зносостійкість рухомих з'єднань і міцність пресових посадок.

Чисті поверхні з малою шорсткістю підвищують міцність і корозійну стійкість деталей, зменшують тертя у сполучених рухомих деталях. Однак при цьому зростає вартість обробки поверхонь.

Вимоги до шорсткості поверхні встановлюють шляхом вказівки параметра або декількох параметрів шорсткості, його числового значення (найбільшого, найменшого, номінального), а також, при необхідності, базової довжини та напрямку нерівностей.

Відповідно до ГОСТ 2.309-73 (зі зміною № 3 2002 року) шорсткість поверхонь позначають на кресленні для всіх поверхонь деталі, які виконуються за цим кресленням. Умовне позначення шорсткості показане на рисунку 4.4

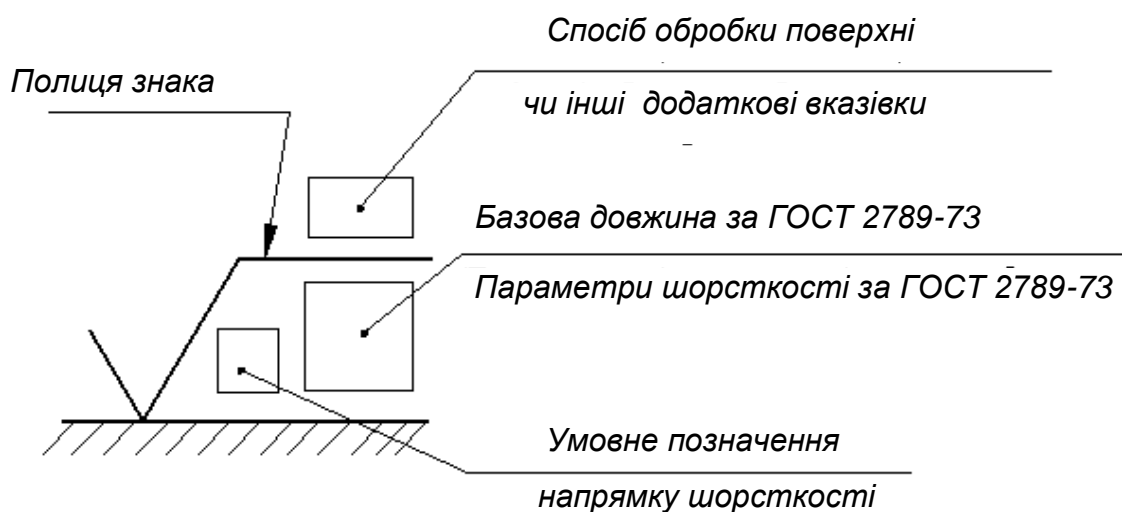


Рисунок 4.4

Позначення шорсткості поверхонь на кресленні розташовують на лініях контуру, виносних лініях, по можливості ближче до розмірної лінії, або на полицях ліній-винесень.

Допускається при нестачі місця розташовувати позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях, а також розривати виносну лінію .

На лінії невидимого контуру допускається наносити позначення шорсткості тільки в тих випадках, коли від цієї лінії нанесений розмір.

При позначенні однакової шорсткості для частини поверхонь виробу в правому верхньому куті креслення поміщають позначення однакової шорсткості та знак шорсткості в дужках. Знак у дужках означає, що всі поверхні, на яких на зображенні не нанесені позначення шорсткості, повинні мати шорсткість, зазначену перед дужками.

## Список літератури

1 Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М., 1986. – 416 с.

2 Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.

3 Мягков В.Д. Допуски и посадки: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1982. – 543 с.

4 Мороз В.І., Захарченко В.В., Надтока О.В. Основи конструювання деталей машин: Опорний конспект лекцій з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання». – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 130 с.

5 Методичне забезпечення для самостійної роботи студентів в курсовому проектуванні з дисципліни «Технічна механіка». – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 19 с.

•