

**Чернігівський національний педагогічний університет  
імені Т.Г. Шевченка**

**В.С. Люлька, М.М. Коньок**

**ДЕТАЛІ МАШИН  
ТА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ  
МАШИНИ**

**Методичний посібник  
з лабораторних робіт**

**Чернігів – 2013**

УДК 621.81 (072)  
ББК К44 я73  
Д 38

**Рецензенти:**

**Пилипенко О.І.** доктор технічних наук, професор,  
завідувач кафедри основ конструювання машин  
Чернігівського державного технологічного  
університету;

**Ховрич М.О.** кандидат педагогічних наук, доцент,  
завідувач кафедри технологічної освіти та  
інформатики Чернігівського національного  
педагогічного університету імені Т.Г. Шевченка.

**Укладачі: В.С. Люлька, М.М. Коньок**

**Д 38 Деталі машин та підйомно-транспортні машини.**  
Методичний посібник з лабораторних робіт. Для студентів  
технологічного факультету / Укл. Люлька В.С., Коньок М.М. –  
Чернігів : ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2013. – 84 с.

В посібнику висвітлені зміст, питання організації і проведення лабораторних робіт з дисципліни "Деталі машин та підйомно-транспортні машини", надана необхідна інформаційна база для підготовки до їхнього виконання, наведені вимоги до форми звітності. Кожна лабораторна робота містить запитання для самоконтролю.

Рекомендовано до друку вченою радою технологічного факультету  
Чернігівського національного педагогічного університету  
імені Т.Г. Шевченка (протокол №5 від 26 грудня 2012 року)

© Люлька В.С, Коньок М.М., 2013  
© ЧНПУ, 2013

## ЗМІСТ

|                                                                                                          |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                                               | 4  |
| ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ<br>ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ .....                                                 | 5  |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1<br>Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань .....                                  | 6  |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2<br>Розрахунок циліндричних фрикційних передач.....                                 | 13 |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3<br>Вивчення конструкції підшипників кочення і їх вузлів.....                       | 21 |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4<br>Вивчення конструкції не розсіпних і керованих муфт .....                        | 31 |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5<br>Вивчення конструкції зубчастого редуктора і його деталей .....                  | 46 |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6<br>Будова і принцип роботи гвинтового,<br>рейкового і гідравлічного домкратів..... | 57 |
| ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7<br>Лебідки з ручним і машинним приводом. Підйомники .....                          | 65 |
| ДОПОМІЖНА ЛІТЕРАТУРА .....                                                                               | 76 |
| ТЕМИ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ.....                                                                             | 77 |
| ПИТАННЯ ДО ЗАЛІКУ .....                                                                                  | 80 |

## **ВСТУП**

Основними завданнями курсу "Деталі машин" є узагальнення інженерного досвіду створення машинобудівельних конструкцій; вивчення типажу, будови, критеріїв працездатності деталей, з'єднань та складальних одиниць загального призначення; розробка наукових основ їхнього розрахунку і проектування.

Лабораторні роботи, виконання яких передбачене робочими навчальними програмами кредитного модуля "Деталі машин", є невід'ємною частиною курсу.

Практична робота в лабораторії має на меті ознайомити студентів з основами експериментального дослідження механізмів, надати можливість на практиці ознайомитись з конструкціями деталей машин і механізмів, перевірити окремі теоретичні відомості, що отримані на лекціях, глибше вникнути в фізичну сутність явищ, що вивчаються і розвинути навички самостійної постановки і проведення експериментів.

Метою навчального посібника є бажання надати допомогу студентам при їхній підготовці до лабораторних занять. У ньому представлені 7 лабораторних робіт, які охоплюють найбільш важливі розділи курсу "Деталі машин". Надані теоретичні відомості, наведені методики виконання лабораторних робіт, а також вказані вимоги до структури і змісту звіту.

Порядок виконання робіт визначається навчальною програмою, а обсяг питань, що досліджуються в них може бути скоректований викладачем.

## **ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ**

1. До виконання лабораторних робіт студенти допускаються тільки після проведення інструктажу з техніки безпеки і відповідного розпису в журналі техніки безпеки. При невиконанні правил з техніки безпеки під час виконання лабораторної роботи студент видаляється з лабораторного заняття і вважається на ньому відсутнім.
2. Перед виконанням лабораторної роботи студент повинен ознайомитись із цим методичним посібником, законспектувати та засвоїти теоретичний матеріал, усвідомити мету й завдання дослідження, ознайомитись з методикою виконання роботи, пристроєм експериментальної установки, приладами й інструментом. Якість підготовки до лабораторної роботи перевіряється перед її виконанням викладачем.
3. Всі виміри, спостереження, обчислення виконуються кожним студентом самостійно. Одночасне виконання студентом декількох лабораторних робіт забороняється.
4. Після закінчення експериментів студент зобов'язаний прибрати своє робоче місце, обробити отримані дані, оформити звіт по лабораторній роботі й здати (захистити) його викладачу. Звіти оформлюються на аркушах формату А4. Бланки протоколів, форма й зміст яких відповідає виконуваній роботі, наведені в кінці кожної лабораторної роботи.
5. Лабораторна робота вважається виконаною за наявності підпису викладача. Відпрацювання пропущеного лабораторного заняття проводиться згідно з графіком відпрацювань у спеціально відведений для цього час під керівництвом лаборанта.

## Лабораторна робота №1

### ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

**Мета роботи** – ознайомитись з видами шпонкових з'єднань та їх призначенням; виконати перевірний розрахунок шпонкового з'єднання.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** шпонкове з'єднання, масштабна лінійка, штангенциркуль, калькулятор, довідник.

#### Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з загальними відомостями шпонкових з'єднань.
2. Накреслити шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою.
3. Накреслити шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою.
3. Записати методику розрахунку шпонкових з'єднань.
4. Виконати перевірний розрахунок шпонкового з'єднання.

#### Теоретичні відомості.

##### Методика розрахунку шпонкових з'єднань

*Призматичні та сегментні шпонки (рис. 1.1).*

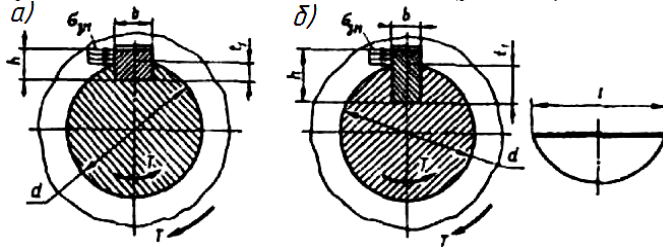


Рис. 1.1

З'єднання, які утворюються за допомогою призматичних та сегментних шпонок, перевіряють на зминання робочих поверхонь шпонки і деталей, що з'єднуються за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{S_{зм}} = \frac{2T}{d \cdot l_0 \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (1.1)$$

де  $F = \frac{2T}{d}$  – кругова сила ( $T$  – обертовий момент,  $d$  – діаметр вала);

$S_{зм} = l(h - t_1)$  – розрахункова площа зминання вала;

$l_0$  – розрахункова довжина призматичної шпонки;

$h$  – висота перерізу шпонки;  $t_1$  – глибина пазу вала;

$[\sigma_{зм}]$  – допустимі напруження зминання: при чавунних ступцях

$[\sigma_{зм}] = 60 \dots 130$  МПа; при сталевих ступцях  $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 180$  МПа.

Менші значення допустимих напружень змінання приймають при передачі нерівномірних або ударних навантажень.

Призматичну та сегментну шпонку також перевіряють на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{S_{зр}} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_0} \leq [\tau_{зр}], \quad (1.2)$$

де  $S_{зр} = b \cdot l_0$  – площа зрізу шпонки;

$b$  – ширина шпонки;

$[\tau_{зр}] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$  – допустиме напруження зрізу.

Інколи виконують проектний розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. Тоді визначають потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_0 \geq \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]}. \quad (1.3)$$

За значенням  $l_0$  знаходять повну довжину шпонки  $l = l_0 + b$ , яку приводять у відповідності із стандартним рядом довжин.

Довжина шпонки повинна бути на 3...10 мм менше довжини ступиці деталі, яка насаджена на вал.

*Фрикційна шпонка.* Напруження змінання залишаються рівномірно розподіленими на робочих гранях шпонки (рис. 1.2). Тому обертовий момент  $T$ , що навантажує з'єднання, врівноважується тільки моментом від сил тертя:

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

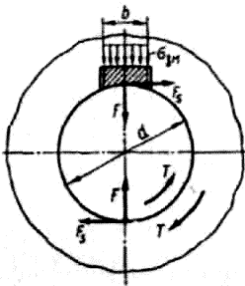


Рис. 1.2

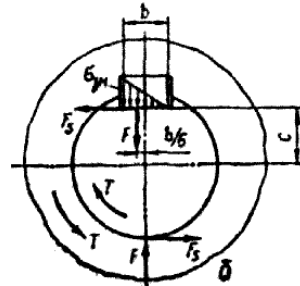
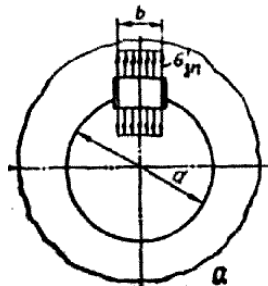


Рис. 1.3

Звідси дістанемо умову міцності з'єднання фрикційною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{b \cdot l \cdot f \cdot d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (1.4)$$

де допустиме напруження  $[\sigma_{зм}] = 70 \dots 80 \text{ МПа}$ .

*Циліндрична шпонка.* З'єднання розраховують за умови обмеження напружень зминання в навантаженому контакті шпонки з валом і маточиною. Для позначень на рис. 1.1 умова міцності з'єднання матиме вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d \cdot d_{ш} \cdot l} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (1.5)$$

Допустиме напруження:  $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$ .

*Клинова врізна та на лисці.* Після навантаження обертовим моментом  $T$  (рис. 1.3,б) епюра напружень зминання перетвориться в трикутну. Умова міцності матиме вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{12T}{b \cdot l \cdot (b + 6fd)} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (1.6)$$

Допустиме напруження зминання  $[\sigma_{зм}] = 80 \dots 100 \text{ МПа}$ .

### Вибір шпонок

Згідно зі стандартом ширину призматичної шпонки  $b$  і висоту  $h$  вибирають залежно від діаметра вала  $d$  (таблиця 1.1). Довжину шпонки  $l$  вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з округленими торцями  $l_0 = l - b$ .

**Таблиця 1.1. Шпонки призматичні**

| Діаметр вала, мм | Переріз шпонки |          | Глибина пазів |            | Гранична довжина |       |
|------------------|----------------|----------|---------------|------------|------------------|-------|
|                  | $b$ , мм       | $h$ , мм | $t_1$ , мм    | $t_2$ , мм | $min$            | $max$ |
| від 12 до 17     | 5              | 5        | 3,0           | 2,3        | 10               | 56    |
| від 17 до 22     | 6              | 6        | 3,5           | 2,8        | 14               | 70    |
| від 22 до 30     | 8              | 7        | 4,0           | 3,3        | 18               | 90    |
| від 30 до 38     | 10             | 8        | 5,0           | 3,3        | 22               | 110   |
| від 38 до 44     | 12             | 8        | 5,0           | 3,3        | 28               | 140   |
| від 44 до 50     | 14             | 9        | 5,5           | 3,8        | 36               | 160   |
| від 50 до 58     | 16             | 10       | 6,0           | 4,3        | 45               | 180   |
| від 58 до 65     | 18             | 11       | 7,0           | 4,4        | 50               | 200   |
| від 65 до 75     | 20             | 12       | 7,5           | 4,9        | 56               | 220   |
| від 75 до 85     | 22             | 14       | 9,0           | 5,4        | 63               | 250   |
| від 85 до 95     | 25             | 14       | 9,0           | 5,4        | 70               | 280   |
| від 95 до 110    | 28             | 16       | 10,2          | 6,4        | 80               | 320   |
| від 110 до 130   | 32             | 18       | 11,0          | 7,4        | 90               | 360   |

*Примітка.* Ряд довжин шпонок, мм: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360.

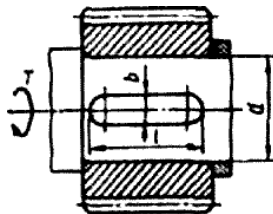
Сегментні шпонки стандартизовані (ГОСТ 24071–80). Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають в залежності від діаметра вала  $d$  (таблиця 1.2).

**Таблиця 1.2. Шпонки сегментні**

| Діаметр вала для шпонок, що |                      | Розміри шпонки<br>$b \times h \times d \times l$ , мм | Глибина пазів |                  |
|-----------------------------|----------------------|-------------------------------------------------------|---------------|------------------|
| передають<br>момент сили    | фіксують<br>елементи |                                                       | вал, $t_1$    | втулка,<br>$t_2$ |
| від 8 до 10                 | від 12 до 15         | $3 \times 5 \times 13 \times 12,6$                    | 3,8           | 1,4              |
| від 10 до 12                | від 15 до 18         | $3 \times 6,5 \times 16 \times 15,7$                  | 5,3           | 1,4              |
| від 12 до 14                | від 18 до 20         | $4 \times 6,5 \times 16 \times 15,7$                  | 5,0           | 1,8              |
| від 14 до 16                | від 20 до 22         | $4 \times 7,5 \times 19 \times 18,6$                  | 6,0           | 1,8              |
| від 16 до 18                | від 22 до 25         | $5 \times 6,5 \times 16 \times 15,7$                  | 4,5           | 2,3              |
| від 18 до 20                | від 25 до 28         | $5 \times 7,5 \times 19 \times 18,6$                  | 5,5           | 2,3              |
| від 20 до 22                | від 28 до 32         | $5 \times 9 \times 22 \times 21,6$                    | 7,0           | 2,3              |
| від 22 до 25                | від 32 до 36         | $6 \times 9 \times 22 \times 21,6$                    | 6,5           | 2,8              |
| від 25 до 28                | від 36 до 40         | $6 \times 10 \times 25 \times 24,5$                   | 7,5           | 2,8              |

### Приклади розрахунку шпонкових з'єднань

**Приклад 1.1.** Сталеве зубчасте колесо з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки з округленими торцями (рис. 1.4). Визначити розміри шпонкового з'єднання за такими даними: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання,  $T=180$  Н·м; діаметр вала, на якому встановлене зубчасте колесо,  $d=36$  мм; навантаження на з'єднання з різкими змінами.



**Рис. 1.4**

*Розв'язання.*

За діаметром вала  $d=36$  мм згідно зі стандартом вибираємо такі розміри з'єднання (таблиця 1.1): ширина шпонки  $b=10$  мм, висота  $h=8$  мм, глибина паза на валу  $t_1=5$  мм і у маточині колеса  $t_2=3,3$  мм.

Для сталевго колеса та різкозмінного навантаження беремо допустиме напруження зминання  $[\sigma_{зм}]=100$  МПа.

За формулою (1.3) обчислюємо робочу довжину шпонки:

$$l_0 \geq \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 10^3}{36 \cdot (8 - 5) \cdot 100} = 33,3 \text{ мм}.$$

Повна довжина шпонки:  $l = l_0 + b = 33,3 + 10 = 43,3$  мм.

За стандартом беремо  $l=45$  мм (примітка таблиці 1.1).

## Задачі

**Задача 1.1.** Чавунний шків закріплено на валу за допомогою сегментної шпонки (рис. 1.5). Вибрати розміри шпонки та перевірити міцність шпонкового з'єднання за такими даними: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання,  $T=52 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; діаметр вала  $d=24 \text{ мм}$ ; навантаження постійне.

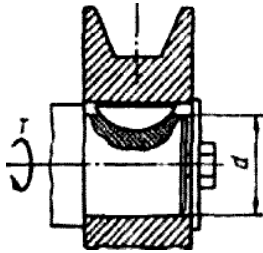


Рис. 1.5

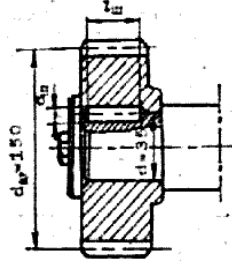


Рис. 1.6

**Задача 1.2.** Чавунний шків клинопасової передачі передає від електродвигуна до вентилятора потужність  $P=14 \text{ кВт}$ , при частоті обертання  $n=1460 \text{ об/хв}$ . Підібрати і перевірити на міцність призматичну шпонку, якщо діаметр вала  $d=45 \text{ мм}$ ; довжина ступиці  $l_c=80 \text{ мм}$ .

**Задача 1.3.** Стальне зубчасте колесо, що закріплено на валу діаметром  $d=25 \text{ мм}$ , передає потужність  $P=7 \text{ кВт}$ , при частоті обертання вала  $n=980 \text{ об/хв}$ . Підібрати сегментну шпонку і перевірити з'єднання на міцність, якщо навантаження передається з легкими поштовхами.

**Задача 1.4.** Стальне зубчасте колесо, що закріплено на валу діаметром  $d=16 \text{ мм}$ , передає потужність  $P=4 \text{ кВт}$ , при частоті обертання вала  $n=1470 \text{ об/хв}$ . Підібрати сегментну шпонку і перевірити з'єднання на міцність, якщо навантаження передається з легкими поштовхами.

**Задача 1.5.** Визначити допустиму величину обертового моменту на валу барабана (навантаження з ударами), яку може передати призматична шпонка (шпонка  $24 \times 14 \times 100$ ), виготовлена зі сталі Ст.5. Діаметр вала  $d=80 \text{ мм}$ . Матеріал вала – сталь 45. Матеріал барабана – чавун.

**Задача 1.6.** Визначити обертовий момент, який може передати фрикційна шпонка  $18 \times 7 \times 100$  при діаметрі вала  $d=65 \text{ мм}$  і коефіцієнті тертя  $f=0,15$ . Напруження зминання, що виникає в з'єднанні при забиванні шпонки, складає  $\sigma_{зм} = 50 \text{ МПа}$ .

**Задача 1.7.** Зубчасте колесо закріплено на валу  $d=35$  мм за допомогою циліндричної шпонки діаметром  $d_w=10$  мм і довжиною  $l_w=50$  мм (рис. 1.6). При перевантаженні передачі шпонка виявилась зрізаною. Визначити колову силу на колесі діаметром  $d_1=d_w=150$  мм, при якій відбувся зріз. Границя міцності на зріз матеріалу шпонки  $\tau_{zp}=350$  МПа.

**Задача 1.8.** Зубчасте колесо, яке розраховане для передачі колової сили  $F_t=4$  кН з'єднано з валом  $d=35$  мм за допомогою призматичної шпонки. Визначити необхідну довжину шпонки, якщо діаметр ділильного кола  $d_1=d_w=150$  мм, матеріал шестерні і вала – сталь 40Х, матеріал шпонки – сталь Ст6, навантаження – незначні поштовхи.

### Контрольні запитання

1. Що таке "шпонкове з'єднання"?
2. Яке призначення шпонок?
3. Класифікація шпонкових з'єднань.
4. Які є види призматичних шпонок?
5. Як підбираються призматичні шпонки?
6. На який вид деформації перевіряють шпонкові з'єднання?
7. Яка умова міцності з'єднання фрикційною шпонкою?
8. Переваги та недоліки шпонкових з'єднань.

### Література

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебное пособие для студентов вузов. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982, – 351с.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 311 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
4. Устюгов И.И. Детали машин: Учебное пособие для учащихся техникумов. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981, – 399с.

**ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №1**  
**Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань**

Група \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Студент \_\_\_\_\_

1. Ескіз шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою.

2. Ескіз шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою.

3. Перевірний розрахунок шпонкового з'єднання. Задача № \_\_\_\_\_.

” \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис студента \_\_\_\_\_

” \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Лабораторна робота №2

### РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ

**Мета роботи** – засвоєння методики та набуття практичних навиків розрахунку фрикційних передач з гладкими котками. Під час виконання роботи передбачається проведення досліджень залежності габаритів передачі та розподіл сил в залежності від вибраних матеріалів, умов та режимів роботи фрикційних передач. Метою розрахунку фрикційних передач є визначення геометричних, кінематичних та силових параметрів передачі на основі критеріїв працездатності.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** модель фрикційної передачі, калькулятор, довідкова література.

#### Порядок виконання роботи

1. Вивчити теоретичну частину цієї роботи.
2. Накреслити кінематичні схеми фрикційних передач.
3. Розрахувати фрикційну передачу за вказівкою викладача.
4. Оформити звіт про виконану роботу.

#### Теоретичні відомості

##### Загальні відомості та класифікація фрикційних передач

Фрикційна передача в її найпростішому вигляді складається з двох котків (роликів), які притиснуті один до одного деякою силою (рис. 2.1). Обертання від одного з котків до іншого передається за рахунок сили тертя між котками. Потрібна сила тертя між котками фрикційної передачі досягається примусовим притисканням котків відповідною силою  $Q$ . Якщо сила притискання котків недостатня, то між котками може виникнути проковзування (буксування), що порушує нормальну роботу передачі.

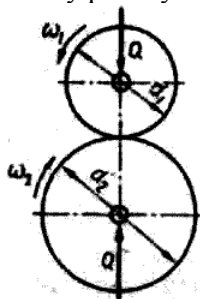


Рис. 2.1. Схема циліндричної фрикційної передачі

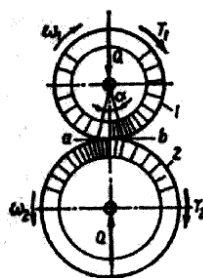


Рис. 2.2 Пружне ковзання у фрикційній передачі

За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити достатньо велике передаточне число, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендують брати  $u \leq 10$ . Значення ККД фрикційних передач коливається в межах  $\eta = 0,90 \dots 0,95$ .

### **Преваги:**

- простота та дешевизна виготовлення деталей передачі;
- плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- передача запобігає поломкам деталей приводного пристрою за рахунок можливого проковзування котків при перевантаженнях;
- існує можливість здійснення безступеневого регулювання передаточного числа.

До **недоліків** фрикційних передач належать:

- несталість передаточного числа через можливе проковзування котків;
- потреба застосування спеціальних натискних пристроїв;
- високі навантаження на вали та опори валів передачі;
- небезпека пошкодження котків при їхньому буксуванні.

Залежно від призначення фрикційні передачі поділяють на дві групи: передачі з умовно постійним передаточним числом та передачі зі змінним передаточним числом (варіатори). Передачі з умовно постійним передаточним числом **класифікуються** так:

1. Між валами з паралельними осями: циліндричні
2. Між валами осі яких перетинаються: конічні.

### **Явища ковзання у контакті котків фрикційної передачі**

Робота навантаженої фрикційної передачі супроводжується явищами ковзання в контакті котків (рис. 2.2). Ковзання є причиною спрацьовування котків, зменшення ККД та зміни передаточного числа. Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне та геометричне ковзання.

Буксування виникає під час перевантажень передачі.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту. У межах  $ab$  площинки контакту котків відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка 1 і пружне стискання поверхні веденого котка 2, що спричинює пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого.

Величина  $\varepsilon = \frac{(V_1 - V_2)}{V_1}$  називається *коефіцієнтом пружного*

*ковзання котків.*

## Матеріали фрикційних передач

Матеріали фрикційних котків повинні задовольняти такі вимоги: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків; високий коефіцієнт тертя ковзання; висока контактна міцність та стійкість проти спрацювання для забезпечення потрібної довговічності передачі.

Найчастіше використовують такі поєднання матеріалів для виготовлення ведучого та веденого котків:

*загартована сталь – загартована сталь;*

*чавун – чавун;*

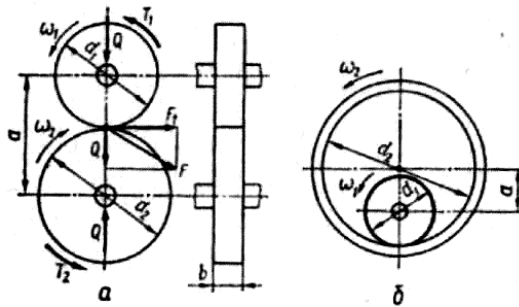
*текстоліт, фібра – сталь;*

*шкіра, деревина, гума – сталь, чавун.*

Фрикційні передачі з металевими котками можна проектувати для роботи в умовах змащування або без змащування.

Котки фрикційних передач із неметалевих матеріалів завжди повинні працювати без змащування.

## Розрахунок циліндричних фрикційних передач



**Рис. 2.3 Параметри та навантаження елементів фрикційної передачі**

Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків  $d_1$  та  $d_2$ , міжосьова відстань  $a$  і ширина котків  $b$ . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю:  $a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$ .

Ширину котків  $b$  вибирають залежно від міжосьової відстані, для чого беруть  $b = \psi_a \cdot a$ , де  $\psi_a = 0,20 \dots 0,40$  – коефіцієнт ширини котків.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків  $\omega_1$  і  $\omega_2$ , а також передаточне число  $u$ :

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)},$$

де  $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$  – коефіцієнт ковзання.

Зусилля у циліндричній фрикційній передачі. Щоб запобігти буксуванню котків при передаванні зовнішнього навантаження, у фрикційній передачі слід забезпечити умову  $F_S > F_t$ , де  $F_S$  – сила тертя у контакті котків;  $F_t$  – колова сила на котках.

Враховуючи те, що  $F_S = Q \cdot f$  і  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ , та беручи до уваги

коефіцієнт запасу зчеплення котків  $K$ , умову запишемо у вигляді:

$$Q \cdot f = \frac{2T_1 \cdot K}{d_1}, \quad Q = \frac{2T_1 \cdot K}{d_1 \cdot f},$$

де  $T_1$  – обертовий момент на ведучому валу передачі;

$K$  – коефіцієнт запасу зчеплення приймають:  $K=1,2 \dots 1,5$ ;

$Q$  – сила стиску;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1. Значення коефіцієнта тертя ковзання  $f$

| Матеріал поверхонь тертя і умови змащення | $f$         |
|-------------------------------------------|-------------|
| Сталь по сталі або чавуну:                |             |
| – зі змащенням                            | 0,04...0,10 |
| – без змащення                            | 0,11...0,18 |
| Сталь по:                                 |             |
| – бронзі на суху                          | 0,10...0,15 |
| – текстоліту або фібрі на суху            | 0,15...0,25 |
| – феродо на суху                          | 0,30...0,35 |
| Сталь або чавун по:                       |             |
| – цегляній кладці на суху                 | 0,35...0,50 |
| – шкірі на суху                           | 0,20...0,50 |
| – гумі на суху                            | 0,35...0,70 |
| – дереві на суху                          | 0,35...0,60 |
| Дерево по дереву на суху                  | 0,20...7,0  |

Розрахунок котків на міцність. Розрахунок металевих котків (підлягають закону Гука) виконують за умови контактної міцності робочих поверхонь:

$$\sigma_H \leq \frac{0,418}{a} \cdot \sqrt{K \cdot T_1 \cdot (i+1)^3 \frac{E_{np}}{b \cdot f \cdot i}} \leq [\sigma_H];$$

а неметалевих котків (не підлягають закону Гука) – за умови обмеження тиску у контакті для забезпечення стійкості проти прискореного спрацювання:

$$q \leq \frac{Q}{b} = \frac{2 \cdot K \cdot T_1}{b \cdot f \cdot D_1} \leq [q],$$

де  $[q]$  – допустиме навантаження (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2. допустиме навантаження  $[q]$  на одиницю довжини контактної лінії

| Матеріал фрикційних котків | $[q] \cdot 10^3, \text{Н/м}$ |
|----------------------------|------------------------------|
| Фібра по сталі або чавуну  | 34...49                      |
| Гума по сталі або чавуну   | 9,8...29,5                   |
| Шкіра по сталі або чавуну  | 15,5...24,5                  |
| Дерево по сталі або чавуну | 2,4...4,9                    |

При проектному розрахунку циліндричної фрикційної передачі, котки якої виготовлені з матеріалів, що підлягають закону Гука, визначають міжосьову відстань з умови контактної витривалості:

$$a \geq (1+i)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{E_{np} \cdot K \cdot T_1}{f \cdot \psi \cdot i}},$$

де  $E_{np}$  – приведений модуль пружності:

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}.$$

Модуль пружності  $E$  приймається з таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Значення  $E$  для деяких матеріалів.

| Матеріал           | Модуль повздовжньої пружності $E$ , МПа |
|--------------------|-----------------------------------------|
| Сталь              | $(1,90...2,15) \cdot 10^5$              |
| Сірий чавун        | $(0,78...1,47) \cdot 10^5$              |
| Бронза олов'яна    | $(0,74...1,22) \cdot 10^5$              |
| Бронза безолов'яна | $(1,03...1,18) \cdot 10^5$              |
| Латунь алюмінієва  | $(0,98...1,08) \cdot 10^5$              |
| Алюмінієві сплави  | $(6,87...7,07) \cdot 10^4$              |
| Текстоліт          | $(5,88...9,81) \cdot 10^3$              |
| Генітакс           | $(9,81...17,7) \cdot 10^3$              |
| Капрон             | $(1,37...1,96) \cdot 10^3$              |

При проектному розрахунку циліндричної фрикційної передачі, котки якої виготовлені з матеріалів, що не підлягають закону Гука, визначають міжосьову відстань за формулою:

$$a \geq \sqrt{\frac{K \cdot T_1 \cdot (1+i)}{f \cdot \psi \cdot [q]}}.$$

## Завдання до лабораторної роботи

**Задача 2.1.** Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань  $a=300$  мм; частота обертання ведучого вала передачі  $n_1=980$  об/хв.; веденого валу  $n_2=300$  об/хв.

**Задача 2.2.** Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність  $P=2$  кВт при кутовій швидкості  $\omega_1=102$  рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_2=34$  рад/с. Матеріали коліс: ведучого – текстоліт, веденого – сталь 45.

**Задача 2.3.** Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань  $a=200$  мм; частота обертання ведучого вала передачі  $n_1=1000$  об/хв; веденого валу  $n_2=250$  об/хв.

**Задача 2.4.** Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність  $P=5$  кВт при кутовій швидкості  $\omega_1=112$  рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_2=40$  рад/с. Матеріали коліс: ведучого – гума, веденого – сталь 45.

**Задача 2.5.** Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань  $a=350$  мм; частота обертання ведучого вала передачі  $n_1=736$  об/хв.; веденого валу  $n_2=250$  об/хв.

**Задача 2.6.** Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність  $P=3,5$  кВт при кутовій швидкості  $\omega_1=80$  рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_2=40$  рад/с. Матеріали коліс: ведучого – чавун, веденого – сталь 45.

**Задача 2.7.** Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань  $a=100$  мм; частота обертання ведучого вала передачі  $n_1=680$  об/хв; веденого валу  $n_2=160$  об/хв.

**Задача 2.8.** Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність  $P=2$  кВт при кутовій швидкості  $\omega_1=98$  рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_2=34$  рад/с. Матеріали коліс: ведучого – сталь 45, веденого – сталь 45.

## **Контрольні запитання**

1. Класифікація фрикційних передач.
2. Матеріали фрикційних котків.
3. Конструкції котків фрикційних передач.
4. Геометрія та кінематика фрикційних передач.
5. Переваги фрикційних передач.
6. Недоліки фрикційних передач.

## **Література**

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебное пособие для студентов вузов. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982, – 351с.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 311 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
4. Устюгов И.И. Детали машин: Учебное пособие для учащихся техникумов. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981, – 399с.

**ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №2**  
**Розрахунок циліндричних фрикційних передач**

Група \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Студент \_\_\_\_\_

1. Кінематичні схеми фрикційних передач (циліндрична, конічна).

2. Розрахунок фрикційної передачі. Задача №\_\_\_\_\_.

” ” \_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_ р.

Підпис студента \_\_\_\_\_

” ” \_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_ р.

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Лабораторна робота №3

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ І ЇХ ВУЗЛІВ

**Мета роботи** – вивчити конструкції підшипників кочення їх класифікацію, знайомство з конструктивними різновидностями підшипникових вузлів, правилами їх монтажу і регулювання.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** установка для проведення роботи, набір підшипників, валів і змінних втулок, необхідних для монтажу підшипникових вузлів, штангенциркуль, довідкова література на підшипники.

#### Порядок виконання роботи

1. Вивчити теоретичну частину цієї роботи.
2. Ознайомитись з будовою установки і правилами роботи на ній.
3. За вказаним викладачем варіантом підготувати необхідний комплект деталей підшипникових вузлів.
4. Виміряти габаритні розміри заданих підшипників і знайти їх характеристики по ДСТУ. Дані занести в таблицю звіту.
5. Виконати ескіз заданих підшипників.
6. Змонтувати підшипникові вузли за заданим варіантом (правильність складання схеми перевіряється викладачем).
7. Виконати ескіз заданої конструкції підшипникового вузла.
8. Оформити звіт про виконану роботу згідно наведеної схеми.

#### Теоретичні відомості

Опори валів і осей, в яких тертя ковзання замінено тертям кочення, називають підшипниками кочення

Підшипники сприймають навантаження від валів і осей, що обертаються, з передачею їх на корпус машини. Від надійності підшипників в значній мірі залежить працездатність і довговічність машини.

Підшипники кочення являють собою готовий вузол і складаються (рис. 3-1) із кілець: зовнішнього 1 і внутрішнього 3, тіл кочення 4 (шарики або ролики) і сепаратора 2, призначеного для утримання тіл кочення на певній відстані один від одного. В процесі роботи тіла кочення котяться по бігових доріжках кілець, одне з яких, як правило, нерухоме. Кільця і тіла кочення виготовляють з шарикопідшипникової сталі з високим вмістом хрому (ШХ6, ШХ15).

Підшипники кочення класифікуються (рис.3-1) по наступним признакам:

- по формі тіл кочення – шарикові і роликові, при чому ролики можуть бути циліндричні, конічні, бочкоподібні, голчасті, виті;
- по напрямку навантаження, що сприймають – радіальні, радіально-упорні, упорні;
- по числу рядів кочення – однорядні, багаторядні;
- по здатності самоустановлюватись – самоустановні (сферичні) і несамоустановні;
- по габаритних розмірах – на серії.

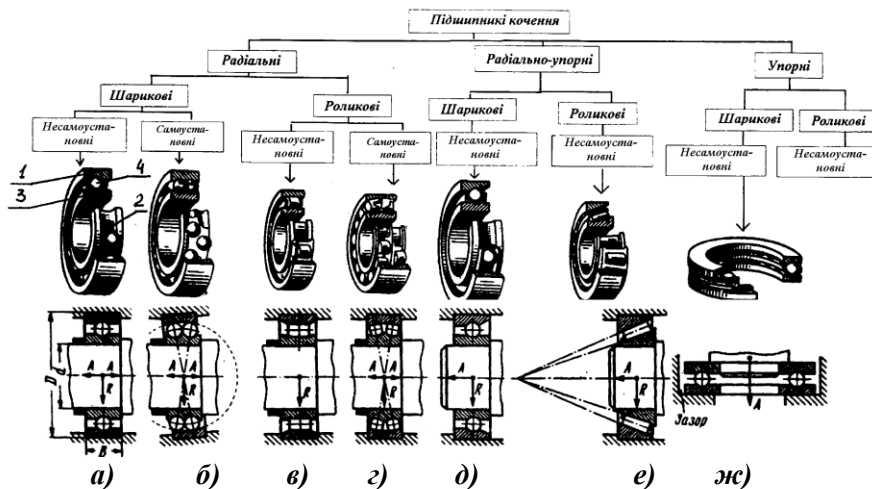


Рис. 3-1

В залежності від розміру діаметра зовнішнього кільця **серії бувають: надлегкі, особливо легкі, легкі, середні, важкі.**

В залежності від ширини підшипника **серії поділяють на вузькі, нормальні, широкі і особливо широкі.** По класу точності: 0 (нормального класу), 6 (підвищеного), 5 (високого), 4 (особливо високого), 2 (надвисокого). Підшипники кочення маркують нанесенням на торець ряду цифр і літер, які умовно позначають внутрішній діаметр, серію, тип, клас точності, конструктивні особливості і ін.

**Дві перші цифри справа** позначають внутрішній діаметр підшипника  $d$ . Для підшипників з  $d=20...495$  мм розмір внутрішнього діаметра  $d$  визначається помноженням вказаних двох цифр на 5.

Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

**Третя цифра** справа позначає серію підшипника: 1 – надлегка, 2 – легка, 3 – середня, 4 – важка, 5 – легка широка, 6 – середня широка.

**Четверта цифра** справа позначає тип підшипника:

|                                                       |    |
|-------------------------------------------------------|----|
| радіальний шариковий однорядний                       | 0; |
| радіальний шариковий сферичний                        | 1; |
| радіальний з короткими циліндричними роликами         | 2; |
| радіальний роликовий сферичний                        | 3; |
| радіальний роликовий з довгими роликами або голчастий | 4; |
| радіальний роликовий з витими роликами                | 5; |
| радіально-упорний шариковий                           | 6; |
| роликовий конічний радіально-упорний                  | 7; |
| порний шариковий                                      | 8; |
| упорний роликовий                                     | 9. |

**П'ята або п'ята і шоста** цифри позначають конструктивні особливості підшипників (кут контакту шариків в радіально-упорних підшипниках, наявність стопорної канавки на зовнішньому кільці і ін.).

**Цифри 6, 5, 4 і 2**, які стоять через тире перед умовним позначенням підшипника, позначають його клас точності. **Нормальний клас точності позначають цифрою 0, яка не вказується.**

Приклад позначення підшипника: 7616 – нормального класу точності радіально-упорний роликовий конічний (цифра 7) середньої широкої серії (цифра 6) з внутрішнім діаметром  $d=80(16\cdot5)$  мм; 6-50409 – підвищеного класу точності (цифра 6) радіальний шариковий (четверта цифра справа – 0) важкої серії (цифра 4) з стопорною канавкою на зовнішньому кільці (цифра 5) діаметром внутрішнього кільця  $d=45(09\cdot5)$  мм.

При зміні матеріалу деталей підшипників (додаткові вимоги по шуму, чистоті обробки, радіальному зазору і ін.) праворуч і ліворуч від умовного позначення проставляють додаткові знаки у виді букв.

Знаки, розташовані ліворуч від умовної позначки, характеризують спеціальні вимоги до радіальних зазорів і моменту тертя. Значення додаткових знаків, що розташовані праворуч від умовної позначки, приведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Значення додаткових знаків

| Ознаки                                                                                                                                                                     | Додаткові знаки |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|
| Всі деталі підшипника чи частина деталей з нержавіючої сталі                                                                                                               | Ю               |
| Кільця і тіла кочення або лише кільця з цементуємої сталі                                                                                                                  | Х               |
| Деталі підшипників з теплостійкої сталі                                                                                                                                    | Р               |
| Сепаратор масивний з чорних металів                                                                                                                                        | Г               |
| Сепаратор з безоловянистої бронзи                                                                                                                                          | Б               |
| Сепаратор з алюмінієвого сплаву                                                                                                                                            | Д               |
| Сепаратор з латуні                                                                                                                                                         | Л               |
| Сепаратор з неметалічних матеріалів                                                                                                                                        | Е               |
| Кільця, тіла кочення з матеріалів, що застосовуються рідко (скло, кераміка, пластмаси)                                                                                     | Я               |
| Конструктивні зміни деталей підшипників                                                                                                                                    | К               |
| Спеціальні вимоги до підшипника за шумом                                                                                                                                   | Ш               |
| Додаткові технічні вимоги до чистоти обробки поверхонь, радіальному зазору (якщо він не по нормалі), осьовій грі тощо. Покриття – свинцювання, анодування, кадрування тощо | У               |
| Підшипники закритого типу при заповненні спеціальним змащенням                                                                                                             | С               |
| Спеціальні вимоги до температури відпуску деталей, твердості і механічним властивостям                                                                                     | Т               |
| Деталі підшипника зі сталі ШХ зі спеціальними присадками (ванадій, кобальт та ін.)                                                                                         | З               |

### Основні типи підшипників

**Шарикопідшипник радіальний** (рис. 3.1,а) знайшов саме широке застосування в техніці. Має низьку вартість, допускає перекис внутрішнього кільця відносно зовнішнього до  $0^{\circ}10'$ . Сприймає радіальне і осьове навантаження (до 70% від невикористаного радіального).

**Шарикопідшипник радіально-упорний однорядний** (рис. 3.1, д) сприймає одночасно радіальне і осьове навантаження. Осьове навантаження не повинно перебільшувати 0,7...2 рази від невикористаного радіального навантаження.

**Шарикопідшипник радіальний сферичний самоустановний** (рис.3-1,б) сприймає радіальне і осьове (до 20% від невикористаного радіального) навантаження. Допускає перекіс кілець  $2^{\circ} \dots 3^{\circ}$  (за рахунок самоустановлення кілець відносно одне одного).

**Роликовий радіальний підшипник з короткими циліндричними роликами** (рис.3-1,в) сприймає тільки радіальне навантаження. Вантажопідйомність його більше в 1,7 разів, ніж шарикового такого ж розміру. Випускаються восьми типів (в залежності від наявності і схеми розташування буртів на кільцях).

**Роликопідшипник радіальний сферичний самоустановний** (рис.3-1,г) має таку ж характеристику, як і шариковий, але має більшу вантажопідйомність.

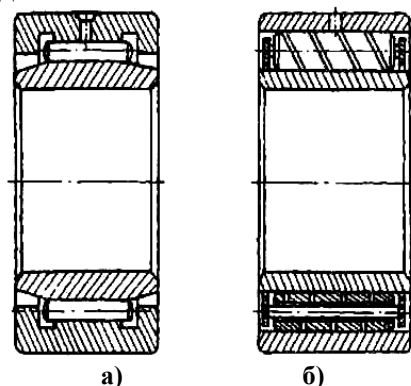


Рис. 3-2

**Роликовий радіальний підшипник з голчастими роликами** (рис.3-2,а) сприймає тільки радіальне навантаження. Має невеликі розміри у радіальному напрямку. Застосовується з одним зовнішнім кільцем (хрестовини карданів) або зовсім без кілець (коробки зміни передач автомобілів ГАЗ та ЗИЛ).

**Роликопідшипник з витими роликами** (рис.3-2,б) сприймає радіальне навантаження з великими поштовхами і ударами, дія яких пом'якшується піддатливістю витих роликів. Виті ролики виготовляють навивкою із стрічки прямокутного перерізу.

**Роликопідшипник конічний однорядний** (рис.3-1,е) сприймає одночасно радіальне і осьове (одностороннє) навантаження. Осьове навантаження не повинне складати більше  $0,7 \dots 0,2$  від невикористаного радіального навантаження.

**Шарикопідшипник упорний радіальний** (рис.3-1,ж) сприймає тільки осьове навантаження.

Основні характеристики підшипників кочення – **динамічна  $C$  і статична  $C_0$**  вантажопідйомність та геометричні параметри.

**Динамічна вантажопідйомність  $C$**  – це таке постійне навантаження, яке підшипник витримує на протязі одного мільйона обертів без ознак втомленості тіл кочення і кілець не менш як у 90% з відповідної кількості підшипників, які досліджуються. При цьому під навантаженням мають на увазі: радіальне для радіальних і радіально-упорних підшипників, осьове для упорних і упорно-радіальних підшипників.

**Статична вантажопідйомність  $C_0$**  – це таке статичне навантаження, якому відповідає остаточно пластична деформація тіл кочення і кілець в найбільш навантаженій точці контакту, яка складає 0,0001 від діаметра тіла кочення.

Умови роботи (характер навантаження, температура, співвідношення між радіальним і осьовим навантаженням і ін.) суттєво впливають на довговічність роботи підшипника. Тому розрахунки довговічності ведуть по **еквівалентному динамічному навантаженню  $P$** , яке представляє собою для радіальних і радіально-упорних підшипників постійне радіальне навантаження, що при дії на підшипник з обертаючим внутрішнім кільцем і нерухомим зовнішнім забезпечує таку ж довговічність, яку цей підшипник має в реальних умовах навантаження і обертання.

В залежності від характеру, величини і напрямку навантаження, швидкості обертання валів, потрібної довговічності, виду мастильного матеріалу, температурних умов і інших конструктивних і експлуатаційних вимог в машинах і механізмах застосовується конкретна схема підшипникового вузла.

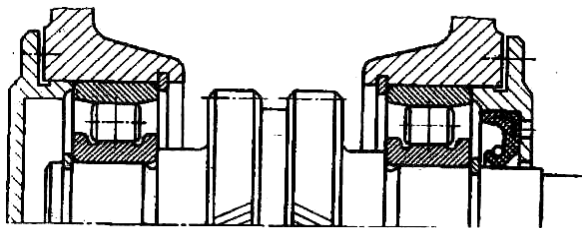


Рис. 3-3

Більшість валів зафіксовані (закріплені) від осьових зміщень (рис.3-4...3-12) але існують і "плаваючі" вали (незафіксовані від осьового зміщення) – один з валів шевронної або здвоєної косозубої передачі (рис. 3-3).

## Опори кочення

З точки зору опору матеріалів вали і осі машин і механізмів являють собою балки, що спираються на опори, до складу яких входять підшипники.

Функції опор: осьова фіксація валів і осей і передача від них навантаження на корпуси машин (вузлів).

За способом осьового фіксування опори валів можна класифікувати так:

### I. Осьове фіксування валу в одній опорі:

- 1) одним підшипником (рис. 3-4, 3-5, 3-6, 3-7);
- 2) двома одинарними або одним здвоєним підшипником (рис. 3-8).

### II. Осьове фіксування валу в двох опорах:

- 1) за схемою "в розпір" (рис. 3-10, 3-11);
- 2) за схемою "в розтяжку" (рис. 3-12).

Розглянемо суть, переваги, недоліки і області застосування вище вказаних схем осьового фіксування валів.

**Схема I.1** (рис. 3-4, 3-5, 3-6, 3-7). Внутрішні кільця обох підшипників закріплені на валу (гайками, посадками з натягом, стопорними кільцями, торцевими шайбами, тощо). Зовнішнє кільце однієї опори (ліва опора, рис. 3-4) закріплено в корпусі, зовнішнє кільце другої опори в корпусі не закріплено, тому має вільне осьове переміщення. Першу опору називають **фіксуючою**, другу – **плаваючою**. Фіксуюча опора сприймає як радіальне, так і осьове навантаження, а плаваюча – тільки радіальне.

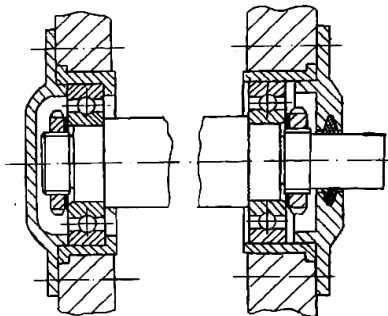


Рис. 3-4

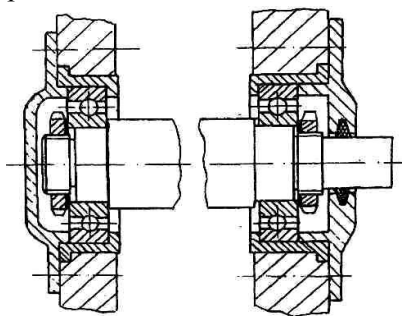


Рис. 3-5

Схема I.1 виключає додаткові осьові зусилля на підшипники при температурних видовженнях валу і неточності осьових розмірів валу, корпусу і фіксуючих деталей. Застосовується така схема при будь-якій відстані між опорами (редуктори, коробки швидкостей, інші вузли з циліндричними зубчастими колесами).

У фіксованій опорі застосовують радіальні шарикові однорядні (рис. 3-4, 3-5, 3-6), двохрані (рис. 3-7) або роликові (з буртами на кільцях) підшипники. У плаваючій опорі встановлюють підшипники радіальні шарикові однорядні (рис. 3-4), або дворядні (рис. 3-7) і роликові (рис. 3-6) без буртів на зовнішньому або внутрішньому кільцях. В останньому випадку вільне переміщення валу відбувається шляхом ковзання роликів по без бортному кільцю.

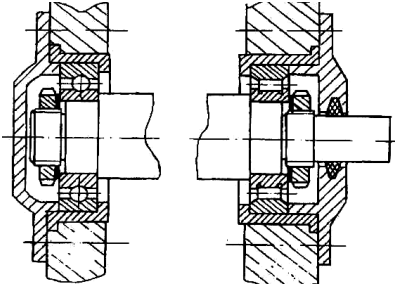


Рис. 3-6

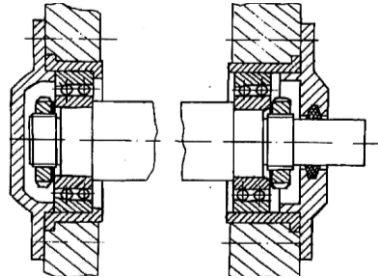


Рис. 3-7

До недоліків схеми I.1 відносять малу радіальну, осьову і кутову жорсткість опор внаслідок зазорів між кільцями і тілами кочення.

**Схема I.2.** У фіксованій опорі валу (рис. 3-8) встановлюють два одинарних або один здвоєний підшипник. Осьові зазори в цій опорі зводять до мінімуму відповідним регулюванням. При цьому жорсткість опори і валу збільшується. В плаваючій опорі встановлюють радіальний шариковий (однорядний або дворядний) або роликовий підшипник без буртів на зовнішньому або внутрішньому кільцях.

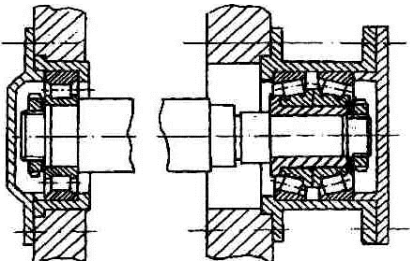


Рис. 3-8

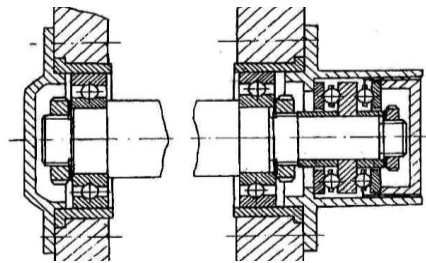


Рис. 3-9

Схема I.2 застосовується при будь-якій відстані між опорами валів як циліндричних, так конічних і черв'ячних передач. До недоліків схеми слід віднести малу жорсткість плаваючої опори і ускладнення конструкції фіксуючої опори.

В опорах, які сприймають значні осьові зусилля упорні підшипники встановлюються в поєднанні з радіальними (рис. 3-9).

**Схема II.1.** Осьова фіксація валу "в розпір". Кожна з опор фіксує вал від осьового зміщення тільки в одному напрямку. В опорах встановлюються радіальні шарикові або радіально-упорні як шарикові (рис. 3-10), так і роликові (рис. 3-11) підшипники.

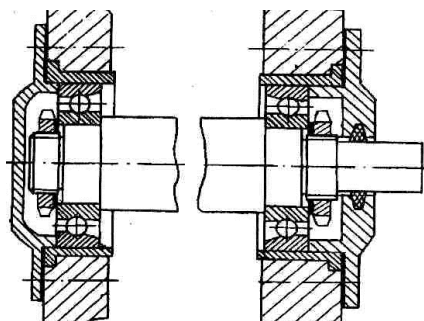


Рис. 3-10

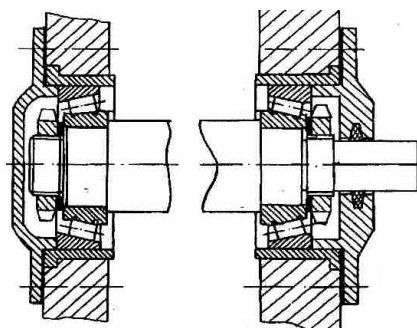


Рис. 3-11

Для попередження защемлення тіл кочення в радіальних підшипниках передбачають осьовий зазор  $0,2...0,3$  мм між кришкою підшипника і зовнішнім кільцем, а в радіально-упорних підшипниках – регулювання осьового зазору шляхом зміни загальної товщини набору сталених прокладок між фланцем кришки підшипника і його корпусом (рис. 3-10, 3-11) (при закладних кришках підшипників регулювання зазору проводять гвинтом або з допомогою іншого пристрою).

Недоліки схеми: можливість защемлення валу в опорах за рахунок видовження валу і зменшення зазору в підшипниках при нагріванні. Тому така схема застосовується при порівняно невеликих відстанях між опорами  $L=350...400$  мм.

**Схема II.2.** Осьова фіксація валу "в розтяжку" (рис. 3.12).

Переваги схеми: можливість регулювання опор, мала імовірність защемлення валу в опорах при температурних деформаціях валу і підшипників. Схему "в розтяжку" можна застосовувати при відстанях між опорами в  $1,25...1,4$  рази більше, ніж в схемі "в розпір". Така схема застосовується при застосуванні підшипників у маточинах коліс, в редукторах ведучих мостів автомобілів і тракторів.

Недоліки схеми II.2. 1) можливість при деяких умовах створення зазорів, які не бажані для радіально-упорних підшипників; 2) посадка підшипника на вал з меншим натягом із-за необхідності при регулюванні його переміщення по валу; 3) ускладнення конструкції опор.

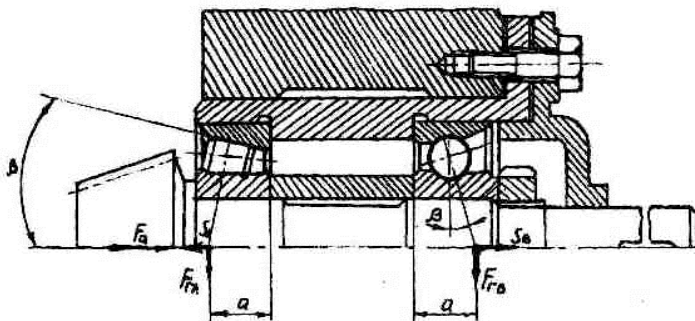


Рис. 3-12

Обидві опори плаваючих валів (рис. 3-3) виконують в шевронних і здвоєних косозубих передачах для забезпечення відповідного осьового положення шестерні відносно колеса. Фіксування валів досягається за рахунок зачеплення зубів коліс.

### Контрольні запитання

1. З яких деталей складаються підшипники кочення?
2. Як по умовному позначенню підшипника визначити його тип, серію, діаметр?
3. Які розрізняють види підшипників за формою тіл кочення і за напрямком сприйняття навантаження?
4. Що таке динамічна і статична вантажопідйомність?
5. Які способи осьового фіксування валів?
6. Як виконується осьове фіксування валів за схемою "в розпір" і за схемою "в розтяжку"?
7. Як виконується осьове фіксування валу в одній опорі?
8. Для чого роблять "плаваючу" опору?
9. Як виконується регулювання підшипників?

### Література

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 311 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Устюгов И.И. Детали машин: Учебное пособие для учащихся техникумов. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981, – 399с.

# ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №3

## Вивчення конструкції підшипників кочення і їх вузлів

Група \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Студент \_\_\_\_\_

1. Ескіз підшипника

2. Ескіз підшипникового вузла

3. Характеристика підшипників по ДСТ

| Умовне позначення по ДСТ | Габаритні розміри |          |          | Динамічна вантажопідійомність<br>$C$ , кН | Статична вантажопідійомність<br>$C_0$ , кН | Гранична частота обертання<br>$n$ , об/хв. |
|--------------------------|-------------------|----------|----------|-------------------------------------------|--------------------------------------------|--------------------------------------------|
|                          | $d$ , мм          | $D$ , мм | $B$ , мм |                                           |                                            |                                            |
|                          |                   |          |          |                                           |                                            |                                            |
|                          |                   |          |          |                                           |                                            |                                            |
|                          |                   |          |          |                                           |                                            |                                            |

4. Аналіз схеми підшипникових вузлів по виконаному варіанту

---



---



---



---



---

”    ”    \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис студента \_\_\_\_\_

”    ”    \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Лабораторна робота №4

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ НЕ РОЗЧІПНИХ І КЕРОВАНИХ МУФТ

**Мета роботи** – набуття навичок самостійного аналізу конструкції муфт і засвоєння методів їх розрахунку.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** різні види муфт, штангенциркуль, довідкова література на муфти.

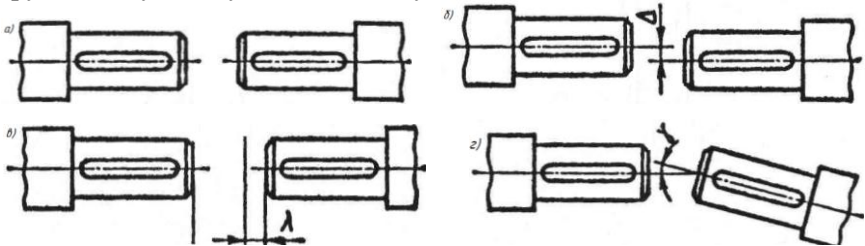
#### Порядок виконання роботи

1. Опрацювати теоретичну частину інструкції.
2. За вказівкою викладача вибрати один з натурних зразків муфт.
3. Визначити тип і ескіз досліджуваної муфти.
4. Виконати опис будови і принципу дії муфти.
5. Skorиставшись довідковою літературою провести перевірний розрахунок муфти з метою визначення максимальної величини обертаючого моменту, який вона повинна передавати.
6. Зробити оцінку і визначити область застосування муфти.

#### Теоретичні відомості

Муфти – пристрої для з'єднання кінців валів або з'єднання валів з вільно сидячими на них деталями (зубчастими колесами, зірочками, шківками, та інше). Муфти передають обертаючий момент без зміни його величини і напрямку.

Застосовують муфти при необхідності одержання довгих валів, виготовлених з окремих частин, компенсації шкідливого впливу не співвісності валів (рис. 4-1), зменшення динамічних навантажень, вмикання і вимикання одного з валів при постійному обертанні другого валу, з'єднуванні валів з зубчастими колесами, шківками та ін.

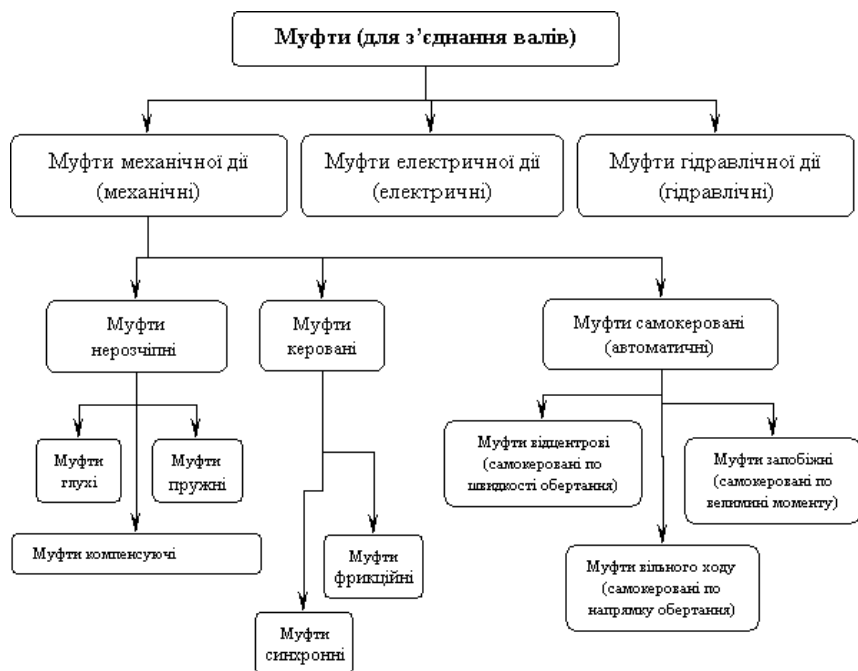


**Рис. 4-1. Похибки монтажу валів:**

*a – співвісне розміщення валів; б – радіальне зміщення валів на величину  $\Delta$ ; в – осьове зміщення валів на величину  $\lambda$ ; г – кутове зміщення валів на величину  $\gamma$ .*

В сучасному машинобудуванні використовують велику кількість муфт, які відрізняються за принципом дії і керування, за призначенням і конструкцією.

### Класифікація муфт



Основною характеристикою для вибору муфти є допустимий обертаючий момент  $[T]$ , встановлений стандартом. Муфти вибирають по більшому діаметру кінців з'єднуваних валів і розрахунковому моменту  $T_p$ . При цьому повинна виконуватись умова:

$$T_p = K_p \cdot T \leq [T],$$

де  $T$  – обертаючий момент на валах, які з'єднуються;

$K_p$  – коефіцієнт режиму навантаження.

*Значення коефіцієнта режиму навантаження*

| Тип машини                    | $K_p$       |
|-------------------------------|-------------|
| Конвеєри стрічкові            | 1,25...1,50 |
| Конвеєри гвинтові і ланцюгові | 1,50...2,00 |
| Крани, лебідки, елеватори     | 2,00...3,00 |

Після вибору муфт виконують перевірний розрахунок (при необхідності) їх елементів. Розглянемо деякі види найбільш розповсюджених муфт.

**Глухі муфти.** До цієї групи відносяться *втулкові, фланцеві, повздовжньо-рознімні*.

**Втулкові муфти** бувають штифтові (рис. 4-2,а), шпонкові (рис. 4-2,б) і шліцьові (рис. 4-2,в).

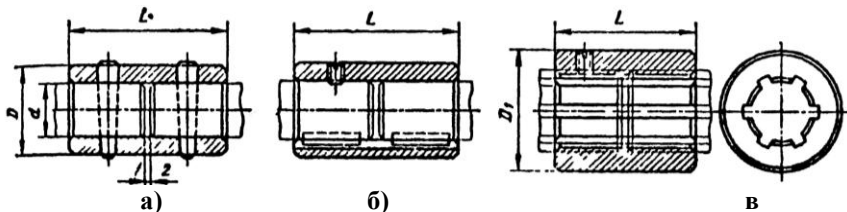


Рис. 4-2. Муфти втулкові: а – з штифтами; б – на шпонках; в – шліцьові

Являють собою втулку насаджену на кінці валів і закріплену на валах штифтами, шпонками, шліцьовими з'єднаннями.

Застосовуються при з'єднанні валів діаметром до 100 мм. При цьому  $D = (1,5 \dots 1,6)d$ , загальна довжина  $L = (2,5 \dots 4)d$ . Матеріал Сталь 35, 40, 45; при великих діаметрах можна застосовувати чавуни СЧ 21-40, СЧ 24-44 та інші.

Переваги – простота конструкції, недоліки – при монтажі і демонтажі муфт необхідно розсувати вали в осьовому напрямку. Ці муфти вимагають точного співпадання осей валів.

Міцність втулки перевіряють на кручення по формулі:

$$\tau_K = \frac{T_{роз}}{W_K} = \frac{T_{роз} \cdot D}{0,2(D^4 - d^4)} \leq [\tau]_K \quad (4-1)$$

де  $d, D$  – розміри втулки;  $T_{роз}$  – розрахунковий момент;

$\tau_K; [\tau]_K$  – розрахункове і допустиме напруження на кручення, для сталі 45  $[\tau]_K = 22 \dots 25$  МПа.

**Фланцеві муфти** (рис. 4-3) складаються з двох півмуфт, з'єднаних між собою болтами, які встановлені в отвори із зазором або без зазору.

При встановленні болтів в отвори із зазором обертаючий момент передається силами тертя між фланцями, а при встановленні болтів без зазору (під розвертку) – силами опору на зсув болтів.

При встановленні болтів із зазором їх розраховують по силі зтяжки  $F_{зат}$ , яка необхідна для передачі обертаючого моменту  $T$  силами тертя на поверхні контакту фланців:

$$F_{зат} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K}{d_c \cdot z \cdot f}, \quad (4-2)$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу зчеплення,  $K=1,2 \dots 1,5$ ;

$d_c$  – середній діаметр кола тертя (приймається рівним діаметру кола розташування болтів);

$z$  – кількість болтів;  $f$  – коефіцієнт тертя,  $f = 0,15 \dots 0,2$ .

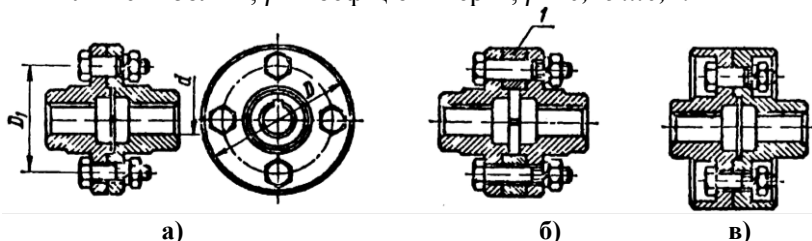


Рис. 4-3. Фланцева муфта

При встановленні без зазору їх розраховують на зріз силою  $F_{зр}$ :

$$F_{зр} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{z \cdot d_c}. \quad (4-2,а)$$

**Компенсуючі муфти.** Призначені для з'єднання валів із взаємним зміщенням осей, пов'язаним з неточністю виготовлення, монтажу і пружними деформаціями.

**Зубчаста муфта** (рис. 4-4) застосовується для з'єднання валів з діаметром  $d = 40 \div 500$  мм, швидкістю  $V=25$  м/с.

Складаються з двох півмуфт 2 із зовнішніми зубчастими вінцями евольвентного профілю і двох половин обойми 1 з внутрішніми зубцями, що зчіплюються з зубцями півмуфт і з'єднуються між собою болтами. Така муфта компенсує осьові, радіальні і кутові зміщення (за рахунок зазору в зчепленні зубів і їх бочкоподібної форми). Муфту заливують маслом.

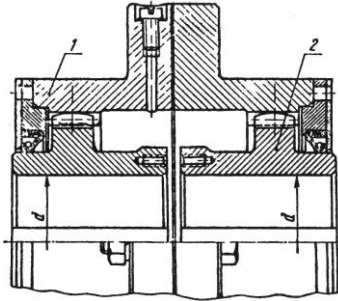
Зубчасті муфти підбирають по ДСТам виходячи з найбільшого діаметра кінців валів, що з'єднуються і перевіряють за формулою:

$$[T] \geq K_1 \cdot K_2 \cdot T, \quad (4-3)$$

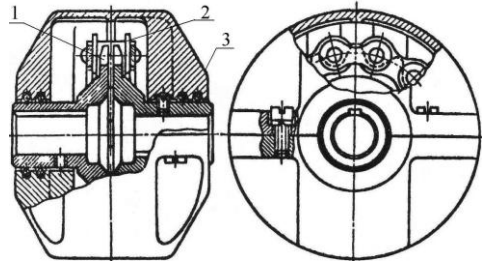
де  $T$  – номінальний обертаючий момент на валах;

$[T]$  – максимально-допустимий обертаючий момент за стандартом;  $K_1$  – коефіцієнт безпеки;  $K_2$  – коефіцієнт умов праці.

**Ланцюгова муфта** (рис. 4-5). Складається з півмуфт – зірочок 1 і ланцюга 2 і захисного кожуху 3, заповненого пластичним мастилом. Допускають кутове і радіальне зміщення валів ( $\gamma \leq 1; \Delta = 0,15 \dots 0,6 \text{ мм}$ ). Підбирається за ГОСТ 20742–75.



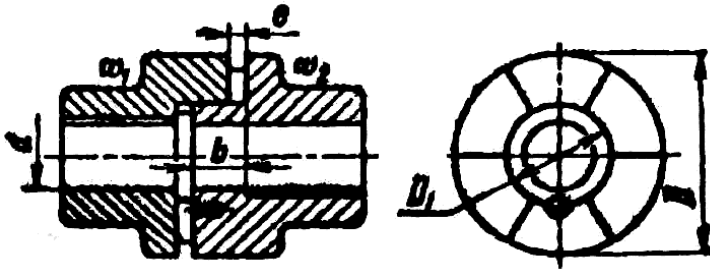
**Рис. 4-4. Зубчаста муфта**  
1 – обойма; 2 – пів муфта



**Рис. 4-5. Ланцюгова муфта:**  
1 – зірочка; 2 – ланцюг; 3 – кожух.

#### **Муфта розширювальна кулачкова** (рис. 4-6)

Застосовується тільки для компенсації впливу осьового зміщення.



**Рис. 4-6. Муфта розширювальна кулачкова**

**Хрестові муфти** (кулачково-дискові (рис. 4-7) і хрестова з ковзаючим вкладишем (рис. 4-8)) в основному призначені для з'єднання валів з радіальним зміщенням, але допускають також осьове і кутове зміщення валів. *Кулачково-дискова* (її називають муфтою Ольдгема) (рис. 4-7) складається з двох півмуфт 1 і 2 і проміжного плаваючого диску 3.

Взаємо-перпендикулярно розташовані виступи диску при з'єднанні входять в пази півмуфт. Застосовують для з'єднання валів діаметром до 100 мм при  $n = 250 \text{ об/хв.}$ , а при більшому діаметрі при  $n = 100 \text{ об/хв.}$

Хрестова муфта з ковзаючим вкладишем (рис. 4-8) складається з двох півмуфт 1 і 2 і вкладиша 3, який має форму паралелепіпеда. Півмуфти мають по 2 виступи, призначені для направлення вкладиша. Ця муфта допускає значно більшу швидкість, ніж кулачково-дискова за рахунок менших інерційних сил.

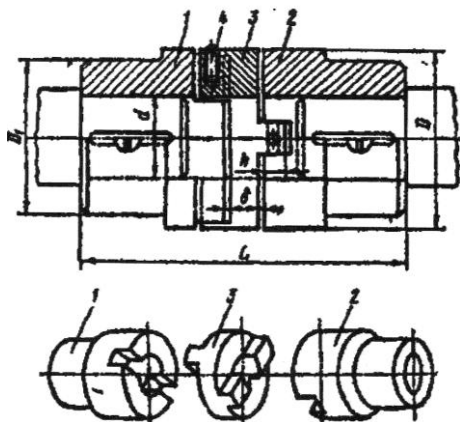


Рис. 4-7

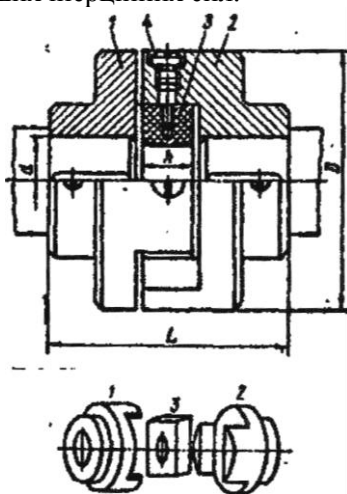


Рис. 4-8

Півмуфти та диск виготовляють з сталі Ст.3, Ст.4, Ст.5, сталюого лиття 25Л, 30Л і чавунного лиття СЧ15-32, СЧ18-36. Вкладиш виготовляється з текстоліту. Для зниження втрат на тертя робочі поверхні кулачків змащуються.

Перевірний розрахунок на міцність хрестових муфт виконують за формулами:

$$\text{для кулачково-дискових: } p_{\max} = \frac{8T}{D^2 h} \leq [p], \quad (4-4)$$

$$\text{з ковзаючим вкладишем: } p_{\max} = \frac{8T}{b^2 h} \leq [p], \quad (4-5)$$

де  $p_{\max}$  – максимальний тиск на робочі поверхні сполучених деталей муфти;

$[p]$  – допустимий тиск для цих деталей. Для сталей  $[p]=15,0 \dots 25,0 \text{ Н/мм}^2$ , для текстолітів  $[p]=8,0 \dots 10,0 \text{ Н/мм}^2$ ;

$T$  – обертаючий момент на валах;

$D$  – зовнішній діаметр муфти;

$h$  – робоча висота виступів диску (вкладишу);

$b$  – ширина вкладишу.

**Шарнірні муфти** (рис. 4-9). Застосовуються для з'єднання валів з взаємним нахилом до  $45^\circ$ . Бувають одинарні (рис. 4-9,а) і здвоєні (рис. 4-9,б,в). Складаються з півмуфт – вилок 1 і 2, розташованих під прямим кутом і хрестовини 3, шарнірно з'єднаної з вилками. Недолік одинарної муфти – нерівномірне обертання веденого валу.

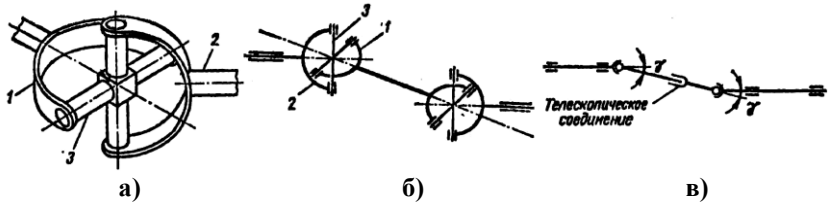


Рис. 4-9. Шарнірні муфти

Для забезпечення рівномірного обертання веденого валу для передачі обертового руху між зміщеними паралельними валами і при куті нахилу між валами більше  $45^\circ$  застосовують здвоєну шарнірну муфту. При цьому необхідно, щоб вісі ведучого і веденого валів утворювали однакові кути нахилу з проміжним валом і щоб вилки на обох кінцях проміжного валу були встановлені в одній площині.

**Пружні муфти.** Служать в основному для зменшення динамічних навантажень, що передаються через вали, які з'єднує муфта. Вони також зберігають вали від резонансних коливань і допускають компенсацію неточностей взаємного розташування валів. Основні характеристики цих муфт – жорсткість, демпферна здатність.

По матеріалу пружних елементів вони поділяються на муфти з металевими пружними елементами (рис. 4-10) і муфти з неметалевими пружними елементами (звичайно гума) (рис. 4-11).

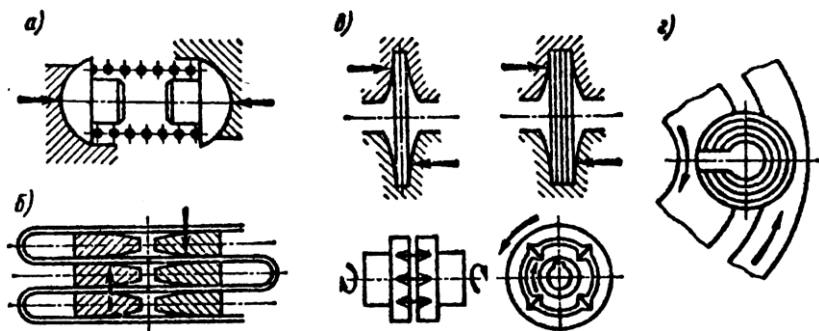


Рис. 4-10. Основні типи металевих (сталевих) пружних елементів муфт:

а – циліндричні пружини; б – змійоподібні пластинчасті пружини;  
в – стержні, пластини і пакети пластин, розташовані по твірній і по радіусу;  
г – пакети розрізних гільзових пружин

Найбільш поширені: муфта пружна втулкова-пальцева (МПВП), муфта з гумовою зірочкою, муфта з торовидною оболонкою, муфти з циліндричними і змієподібними пружинами.

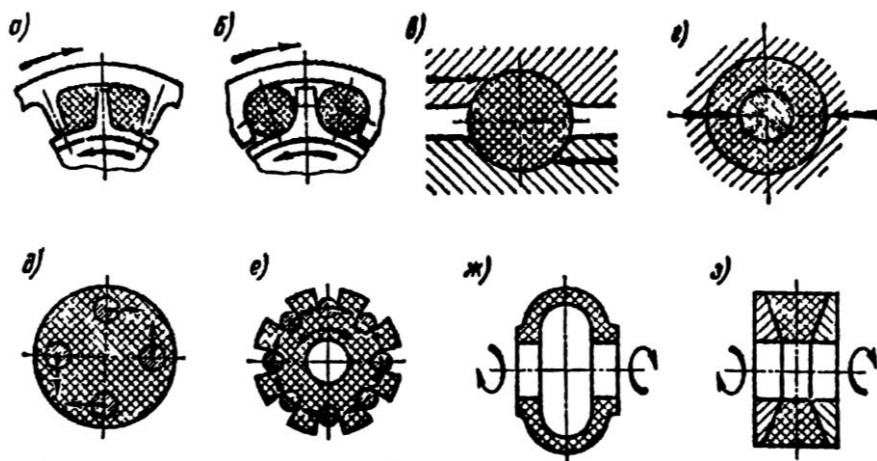


Рис. 4-11. Основні типи гумових пружних елементів муфт

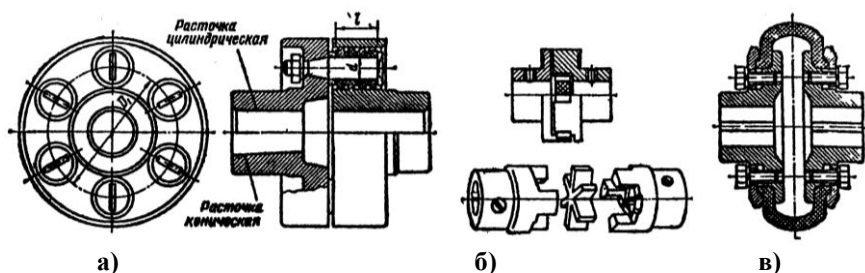


Рис. 4-12

а – муфта пружна втулкова-пальцева (МПВП); б – муфта з гумовою зірочкою; в – муфта пружна з тороподібною оболонкою.

**Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП)** (рис. 4-12,а) складається з двох дискових півмуфт (чавун СЧ-20, сталь 30, 35), в одній з яких в конічних отворах закріплені з'єднувальні пальці (сталь 45), з насадженими на них гумовими кільцями. Ці пальці в деякій мірі компенсують погрішності зборки (радіальне зміщення осей валів до 0,3 мм, перекіс до 30'), пом'якшують поштовхи і удари при передачі моменту. Підбирають по ГОСТ 21424-75 для діаметрів валів  $d = 16 \dots 150$  мм. Широко застосовується в машинобудуванні, в особливості в приводах електродвигунів.

Розрахунок муфт МПВП складається з перевірного розрахунку пальців на згин:

$$\sigma_{32} = \frac{T_{роз} \cdot \ell}{0,1d^3 \cdot D_1 \cdot z} \leq [\sigma_{32}], \quad (4-6)$$

і пружних елементів на зминання:

$$\sigma_{3м} = \frac{2T_{роз}}{z \cdot D_1 \cdot \ell \cdot d} \leq [\sigma_{3м}], \quad (4-7)$$

де  $T_{роз}$  – розрахунковий момент муфти;

$D_1$  – діаметр кола розташування центрів пальців;

$d$  – діаметр пальця;

$\ell$  – довжина втулки;

$z$  – число пальців;

$\sigma_{3м}$  – розрахункова напруга зминання;

$[\sigma_{3м}]$  – допустима напруга зминання; для гуми  $[\sigma_{3м}] = 2,0 \dots 4,0 \text{ Н/мм}^2$ ;

$\sigma_{32}$ ,  $[\sigma_{32}]$  – розрахункова і допустима напруга згину в пальцях.

**Муфта з гумовою зірочкою** (рис. 4-12,б) складається з двох півмуфт з торосовими кулачками і гумовою зірочкою, зубці якої розташовані між кулачками. При передачі моменту в кожну сторону працює половина зубців. Поверхню зірочок перевіряють на зминання. Допускає зміщення валів:  $\Delta \leq 0,2 \text{ мм}$ ;  $\gamma = 1^\circ 30'$ .

**Муфта пружна з тороподібною оболонкою** (рис. 4-12,в) складається з двох півмуфт, пружної оболонки і двох кілець, які затискують з допомогою гвинтів оболонку. Має високі пружні властивості, забезпечує шумо- і електроізоляцію вузлів і приладів.

Допускає зміщення валів:  $\Delta \leq 1,6 \dots 5 \text{ мм}$ ;  $\lambda = 5 \dots 11 \text{ мм}$ ;  $\gamma = 1^\circ 30'$ .

**Муфта з циліндричними пружинами** (рис. 4-13). Ведуча і ведена півмуфти з'єднані між собою попередньо стиснутими циліндричними гвинтовими пружинами. Під навантаженням пружини додатково стискаються. Кількість пружин  $z = 6 \dots 12$ .

Розрахунок проводять на стискуючу силу  $F = \frac{T_{роз}}{R \cdot z}$ ,

де  $R$  – радіус розташування пружин;  $R = \frac{D_0}{2}$ .

Такі муфти застосовуються як пружні ланки в з'єднанні валів з зубчастими колесами і зірочками.

**Муфта із змієподібною пружиною** (рис. 4-14). Складається з двох півмуфт з зубцями, між якими вставляються секції стрічкової змієподібною пружини прямокутного перерізу. Кожух утримує пружину від вискакування під дією відцентрових сил і слугує резервуаром для змащення. Застосовується при передачі великих моментів.

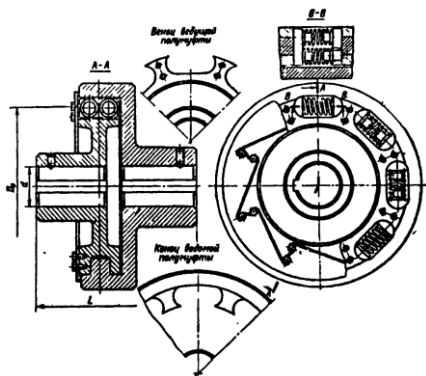


Рис. 4-13

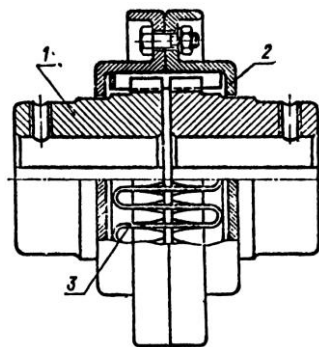


Рис. 4-14

**Керовані (зчіпні) муфти.** Ці муфти призначені для з'єднання або роз'єднання валів при їх обертанні або в стані спокою. Їх поділяють на *синхронні* (кулачкові і зубчасті) і *асинхронні* (фрикційні).

**Кулачкові муфти** (рис. 4-15) складаються із двох півмуфт з кулачками на торцевих поверхнях. Кулачки виготовляють різних профілів для середніх і малих навантажень.

Несиметричний профіль кулачків застосовують в механізмах для полегшення вмикання муфти.

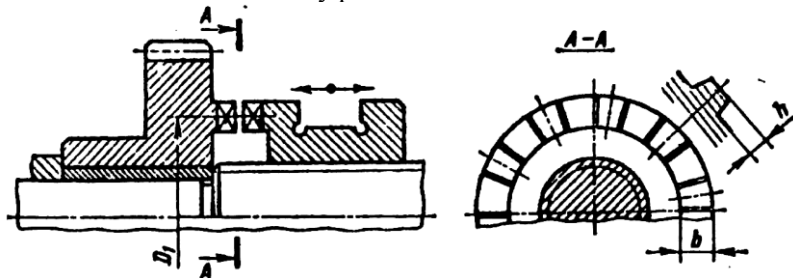


Рис. 4-15. Принципова конструкційна схема кулачкової муфти

Число кулачків приймають  $z=3 \dots 60$ . При перемиканні муфти одна півмуфта переміщується вздовж валу. Вмикання муфти відбувається без навантаження при різниці колових швидкостей на кулачках  $V=0,8$  м/с. Вимикають муфту при будь-яких швидкостях.

Кулачки муфти перевіряють:

1. На зносостійкість по середньому тиску на робочих поверхнях:

$$p = \frac{2T_{роз}}{0,75D_1zbh} \leq [p], \quad (4-8)$$

де 0,75 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по кулачкам;

$D_1, b, h$  – розміри муфти (рис. 8-15).

2. На міцність – по напруженню згину в основі кулачків (в положенні неповного вмикання) – сила прикладена до вершини:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{F_{роз} \cdot h}{W} = \frac{2T_{роз}}{0,75D_1 \cdot z \cdot W} \leq [\sigma_{зг}], \quad (4-9)$$

де  $W = \frac{a^2 \cdot b}{h}$  – осьовий момент опору перерізу кулачка;  
 $a$  – середня ширина кулачка.

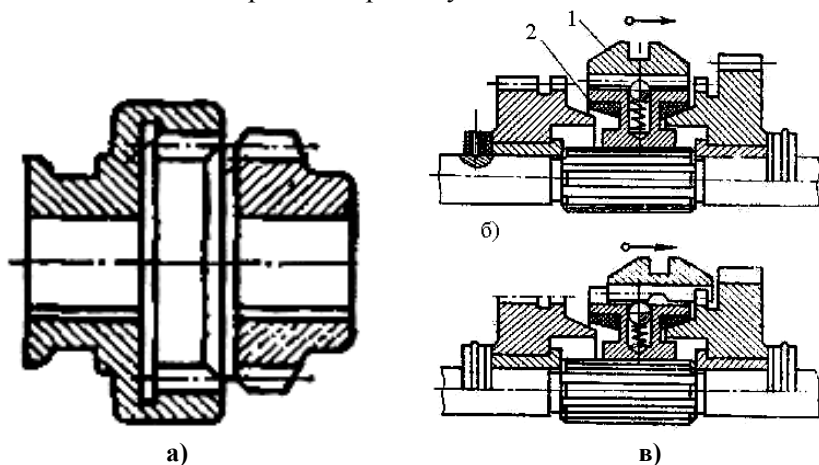


Рис. 4-16. Зубчаста муфта

Найпростіша **зубчаста** муфта показана на рис 4-16,а. Півмуфти її являють собою зубчасті колеса з зубцями евольвентного профілю й однаковим числом зубів; одна з пів муфт – із зовнішніми зубцями, інша – із внутрішніми. Одна з півмуфт з'єднана з валом нерухомо, а інша напівмуфта за допомогою відводки може переміщатися уздовж вала, у результаті чого півмуфти і відповідні вали зчіплюються або розчіплюються.

Для усунення ударів при вмиканні в зубчастих муфтах використовують синхронізатори (коробки швидкостей автомобілів). Синхронізатори вирівнюють швидкості валів перед їх з'єднанням.

Принцип роботи синхронізатора можна усвідомити за допомогою рис. 4-16, б,в. Конструкція зубчастої муфти, призначеної для переключення швидкостей у коробці передач, тут доповнена двосторонньою конічною фрикційною муфтою 2 (рис. 4-16, б), що і є синхронізатором.

При переміщенні обойми 1 із внутрішніми зубцями вправо або уліво вона через кульку передає осьову силу конусній півмуфті синхронізатора і зчіплює її з конусною півмуфтою однієї із шестерень (рис. 4-16, в).

При включенні синхронізатора відбувається вирівнювання кутових швидкостей ведучого вала і веденої шестерні.

Подальшим переміщенням обойми включається зубчаста муфта (рис. 4-16, в). Розгін ведених елементів відбувається, як правило, на холостому ходу. Тому фрикційні муфти синхронізаторів розраховують на передачу моменту, необхідного тільки для подолання інерційних навантажень, що виникають при розгоні. Ці навантаження звичайно значно менше робочих.

Для того щоб швидкості встигли вирівнятися в процесі безперервного переміщення обойми, це переміщення роблять повільно.

**Фрикційні муфти** (рис. 4-17) служать для плавного зчеплення валів під навантаженням на ходу при будь-яких швидкостях, передача крутного моменту відбувається за рахунок сил тертя між тертьовими поверхнями деталей муфти.

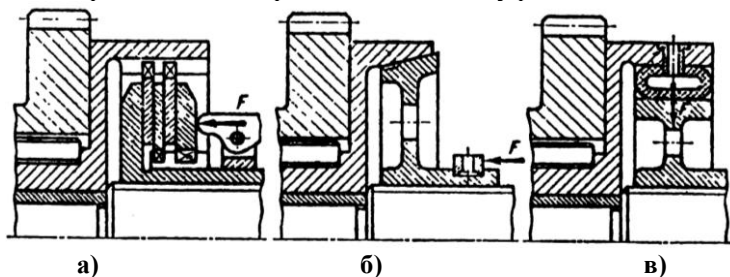
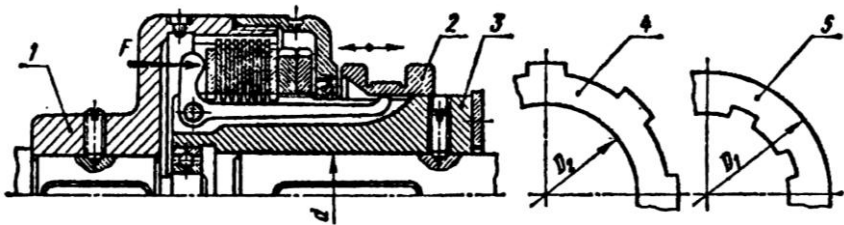


Рис. 4-17. Схеми фрикційних муфт

В момент навантаження фрикційні муфти пробуксовують, запобігають машину від поломок. Муфти поділяють на дискові (рис. 4-17,а), конусні (рис. 4-17,б) і циліндричні (рис. 4-17, в). Бувають масляні і сухі.

В теперішній час широкого застосування знайшли багатодискові фрикційні муфти (рис. 4-18). Вони складаються з двох півмуфт в вигляді кожуху і втулки, ведучих і ведених дисків і натискаючого механізму.



**Рис. 4-18. Багатодискові фрикційні муфти**

1 – корпус; 2 – відводка; 3 – втулка; 4 – ведучий диск; 5 – ведений диск

В повздовжні пази на внутрішній поверхні корпусу входять шліці ведучих дисків, а в пази на зовнішній поверхні втулки – шліці ведених дисків, між якими при взаємному натисканні виникають сили тертя, які обумовлюють передачу обертаючого моменту. Кількість ведучих дисків не більше 2, так як натискаюча сила на останньому диску зменшується в наслідок тертя шліців дисків у пазах півмуфт. Поверхню тертя дисків перевіряють на зносостійкість по величині тиску:

$$P = \frac{F_a}{S} = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} \leq [P], \quad (4-10)$$

перевірочний розрахунок муфти виконують по моменту сил тертя:

$$T_{TP} = T_{роз} \cdot f \cdot R_{CP} \cdot z, \quad (4-11)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;  $F_a$  – сила стиску дисків;

$R_{CP} = \frac{D_1 - D_2}{2}$  – середній діаметр поверхні тертя дисків;

$D_1, D_2$  – діаметри дисків;

$z = z_1 + z_2$  – кількість пар поверхонь тертя;

$z_1, z_2$  – кількість ведучих і ведених дисків.

## **Контрольні запитання**

1. Які розрізняють види муфт по принципу їх дії?
2. На які види поділяють нерозчіпні муфти?
3. Які будова, принцип роботи, область застосування і розрахунок глухих муфт?
4. Як побудовані зубчаста і ланцюгова муфти, яка область їх застосування?
5. Які будова, принцип роботи і область застосування шарнірних муфт?
6. Які будова, принцип роботи, розрахунок і область застосування пружної втулково-пальцевої муфти?
7. Які будова, принцип роботи, область застосування керованої кулачкової муфти?
8. Які будова і принцип роботи керованої зубчастої муфти?
9. Які види керованих фрикційних муфт, їх будова, принцип роботи, область застосування?

## **Література**

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебное пособие для студентов вузов. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982, – 351с.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 311 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
4. Устюгов И.И. Детали машин: Учебное пособие для учащихся техникумов. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981, – 399с.

**ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №4**  
**Вивчення конструкції не розчіпних і керованих муфт**

Група \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Студент \_\_\_\_\_

1. Тип і ескіз досліджуваної муфти

---

---

---

2. Опис будови і принципу дії муфти

---

---

---

---

---

---

---

3. Перевірний розрахунок елементів муфти

4. Оцінка і область застосування муфти (орієнтовно)

---

---

---

” ” \_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_ р.

Підпис студента \_\_\_\_\_

” ” \_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_ р.

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Лабораторна робота №5

# ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО РЕДУКТОРА І ЙОГО ДЕТАЛЕЙ

**Мета роботи** – ознайомитись з конструкцією циліндричного зубчастого редуктора та призначенням його деталей; вимірюванням та розрахунковим шляхом визначити геометричні, кінематичні та силові параметри; скласти кінематичну схему.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** досліджуваний редуктор, масштабна лінійка, штангенциркуль, штангензубомір, кутомір універсальний, креслення редуктора.

### Порядок виконання роботи

1. Провести зовнішній огляд редуктора.
2. Скласти кінематичну схему редуктора.
3. Ознайомитись з внутрішньою будовою редуктора, звернути увагу на спосіб мащення зачеплення і підшипників, конструкцію ущільнень, масловідбивних шайб або мазезатримуючих кілець, на вид опор (плаваючі, фіксуючі), тип підшипників і спосіб їх регулювання.
4. Шляхом замірів і розрахунків визначити основні розміри і параметри зубчастого редуктора і занести в таблицю звіту.
5. Відрегулювати зазор у підшипниках одного з валів:
  - вибрати необхідний зазор  $\Delta$  у підшипниках в залежності від їх типу і серії (табл.5-1);
  - закрученням регулювального гвинта до кінця усунути зазор в підшипниках;
  - відвернути регулювальний гвинт на кут  $\Theta$ , який слід визначити за формулою  $\Theta = \frac{\Delta \cdot 360^\circ}{p}$ , де  $\Delta$  – прийнятний зазор, мм;  $p$  – крок гвинта, мм.

### Теоретичні відомості

**Редуктором** називається механічний пристрій, виконаний як окремий агрегат, що містить у собі зубчасті або черв'ячні передачі і використовується для зменшення кутової швидкості і відповідно підвищення обертаючого моменту, що передається від ведучого валу до веденого.

Подібний пристрій, що використовується для підвищення кутової швидкості називається **мультиплікатором** (прискорювачем). Редуктори і прискорювачі мають стале передаточне число.

Редуктори поділяються на зубчасті, черв'ячні, планетарні, хвильові і комбіновані. На рис. 5-1 наведено схеми найбільш уживаних одно та двоступінчастих редукторів:

- одноступінчастого зубчастого з циліндричними колесами (а);
- двоступінчастого з послідовно розміщеними колесами (б);
- двоступінчастого співвісного (в);
- двоступінчастого із роздвоєною швидкохідною ступінню (г);
- одноступінчастого з конічною зубчастою передачею (д);
- комбінованого двоступінчастого конічно-циліндричного (е);
- одноступінчастого черв'ячного (ж).

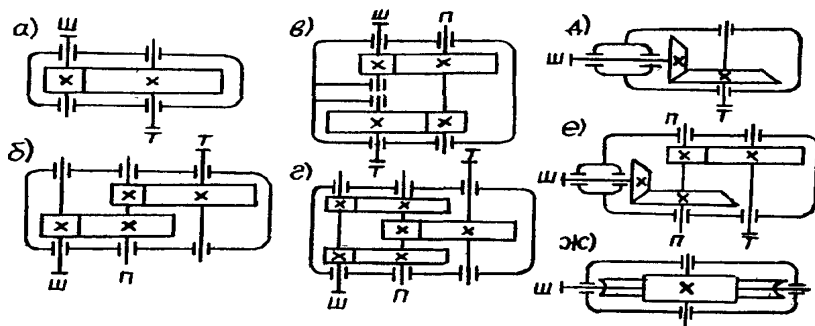


Рис. 5-1

Основні параметри зубчастих і черв'ячних редукторів стандартизовано. На рис. 5-2 зображено конструкцію горизонтального одноступінчастого редуктора з циліндричною зубчастою передачею. Ведучий (швидкохідний) вал 2 і ведений (тихохідний) вал 3 спираються на шарикові однорядні радіальні підшипники 13. Корпус 1 редуктора є основою для встановлення опор валів і повинен забезпечити правильне розміщення зубчастих коліс.

Кришка 4 з'єднується з корпусом болтами 16 і 18. Болти бажано розміщувати як найближче до осей валів. Щоб мати таку можливість у виливках корпусу і кришки передбачають спеціальні приливи 6 для головок болтів і гайок. Болти входять в отвори кришки та корпусу з зазором.

*У площині роз'єднання кришки і корпусу прокладку не ставлять*, щоб не порушити посадок підшипників. Площини роз'єднання часто прищабрують або змащують густим мастилом чи лаком. Щоб можна було відокремлювати кришку від корпусу при розбиранні редуктора, у кришці передбачено два різьбових отвори для відтискних гвинтів 15.

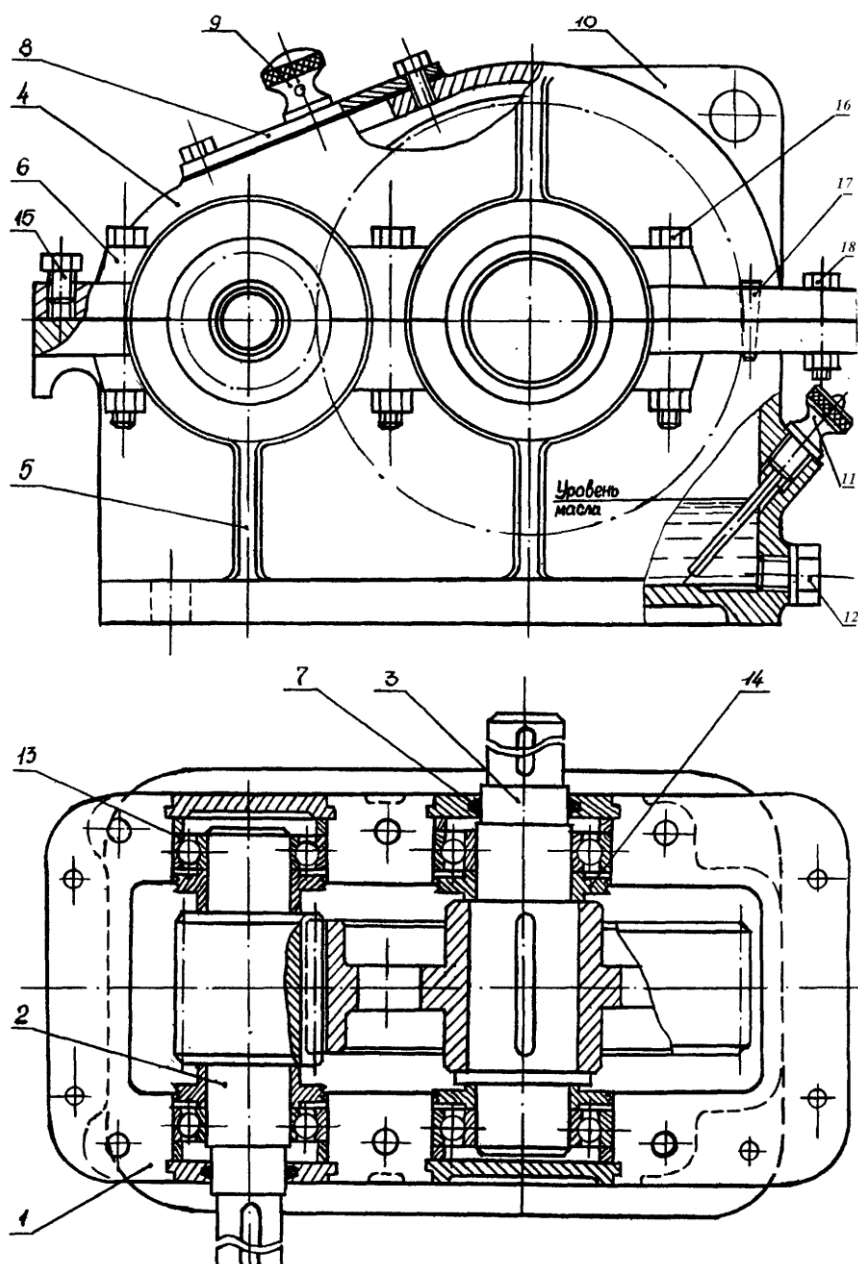


Рис. 5-2

Для точного фіксування кришки корпусу на основі редуктора передбачено два конічних штифти 17. Для заливання масла в корпус та для огляду в кришці редуктора передбачено оглядовий отвір, закритий кришкою 8. Масла в корпусі має бути не менш як 0,3...0,8 літра на кожен кіловат потужності, що передається. Рівень масла контролюється маслопоказчиком 11.

Для випускання масла з корпусу передбачено пробку 12. У кришці корпусу або оглядовому вікні встановлюють душник 9, що має ряд отворів для сполучення з зовнішнім повітрям внутрішньої порожнини редуктора. Душник виконує роль запобіжника проти підвищення тиску в корпусі внаслідок розширення повітря при нагріванні під час роботи редуктора.

У верхній частині кришки редуктора встановлюють вантажні болти (рим-болти), або роблять вушки 10, якими піднімають кришку при складанні і розбиранні, а також транспортують весь редуктор.

**Мазення редукторів.** Зубці коліс закритих передач змащуються рідким маслом, занурюючись у масляну ванну, або масло в зону зачеплення подається через спеціальні сопла. Змащування занурюванням можливе при коловій швидкості колеса до 12 м/с, оскільки при великих швидкостях масло відкидається з зубців відцентровою силою, крім цього підвищуються витрати на розмішування та розбризкування масла і на його нагрівання.

У черв'ячних редукторах для забезпечення змащування зачеплення нижнє розміщення черв'яка допускається при коловій швидкості до 4 м/с.

*Колеса рекомендується занурювати в масло на глибину, яка приблизно дорівнює висоті зуба, а черв'яка – на глибину, що дорівнює висоті витка, при цьому рівень масла не повинен бути вищим центру нижнього тіла кочення підшипника.* Якщо при такому рівні колеса (черв'як) не занурюються на величину яка дорівнює висоті зубів (витків), то для змащення зачеплення використовують **розбризкувачі** (рис. 5-7).

При швидкості коліс до 4 м/с підшипники кочення змащують *консистентними мазями*. При цьому, для попередження видавлювання консистентних мастил із підшипникового вузла в корпус застосовують **мазезатримуючі кільця** 14 (рис. 5-2), які обертаються разом з валом.

При швидкості коліс більше за 4 м/с підшипники кочення змащують рідким маслом із спільної масляної ванни. Масло із ванни попадає у підшипники у вигляді бризок. Для захисту підшипників від попадання в них продуктів зносу застосовують обертові **масловідбивні** шайби 6 (рис. 5-3).

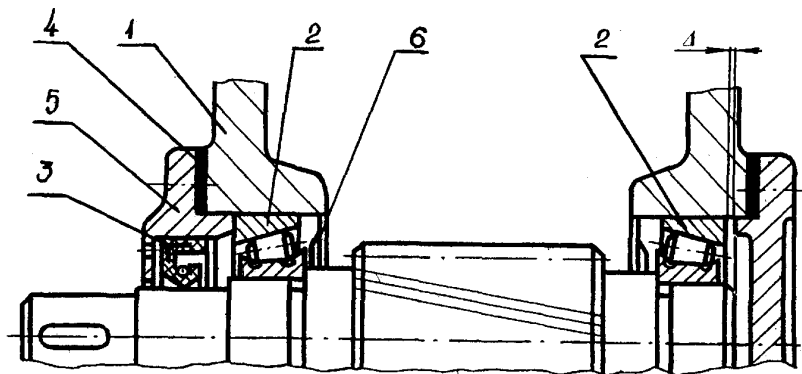


Рис. 5-3

У редукторах із косозубими колесами і в черв'ячних масловідбивні шайби також *обмежують потік масла у підшипник*.

Для запобігання витікання мастил з редуктора в кришках підшипників, через які виходять кінці валів, встановлюють **ущільнення (сальники)**, якими служать кільця із фетру (азбесту, повсть) 7 (рис. 5-2) і гумові манжети 3 (рис. 5-3). Надійне ущільнення з мінімальними втратами на тертя утворюють **лабіринтні і щілинні ущільнення** (рис. 5-4).

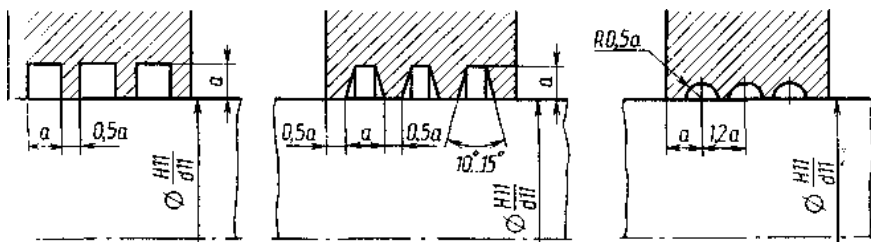


Рис. 5-4. Форми щілинних канавок

Вони ефективно працюють при будь-якому способі змазування підшипників, практично при будь-якій швидкості, тому що не роблять опору обертанню вала. Щілинні ущільнення надійно утримують мастильний матеріал від витікання під дією відцентрової сили. Форми проточок щілинних ущільнень показані на рис. 5-4.

Розмір щілинних проточок  $a$  визначається при виборі відповідної кришки підшипника. Зазори щілинних ущільнень доцільно заповнювати пластичним мастильним матеріалом, що створює додатковий жировий заслін для попаданню ззовні пилу і вологи.

Дуже ефективні контактні торцеві ущільнення сталеву шайбою (рис. 5-5).

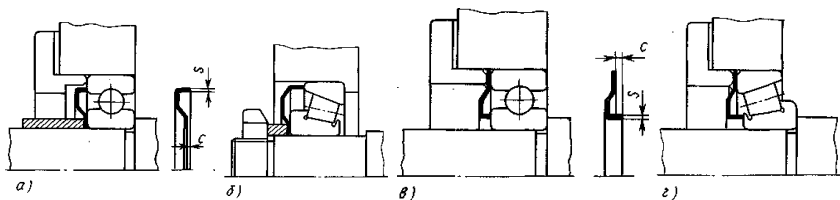


Рис. 5-5.

Правильне встановлення підшипників кочення в підшипникових вузлах має велике значення для працездатності та довговічності підшипників.

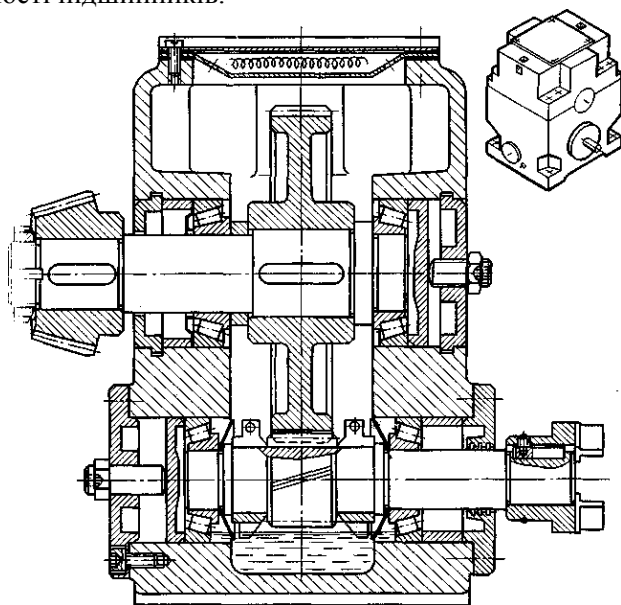


Рис. 5-6

У підшипників, за допомогою яких здійснюється осьова фіксація валів, має бути залишено зазор " $\Delta$ " (осьовий люфт валів) (рис. 5-3), щоб забезпечити можливість осьового переміщення підшипників з валом при його нагріванні або охолодженні.

На рис. 5-7 наведена конструкція горизонтального одноступінчастого редуктора з конічною передачею, а на рис. 5-6 зображена конструкція вертикального одноступінчастого редуктора з циліндричною зубчастою передачею. Їх будова аналогічна редуктору, показаному на рис. 5-2.

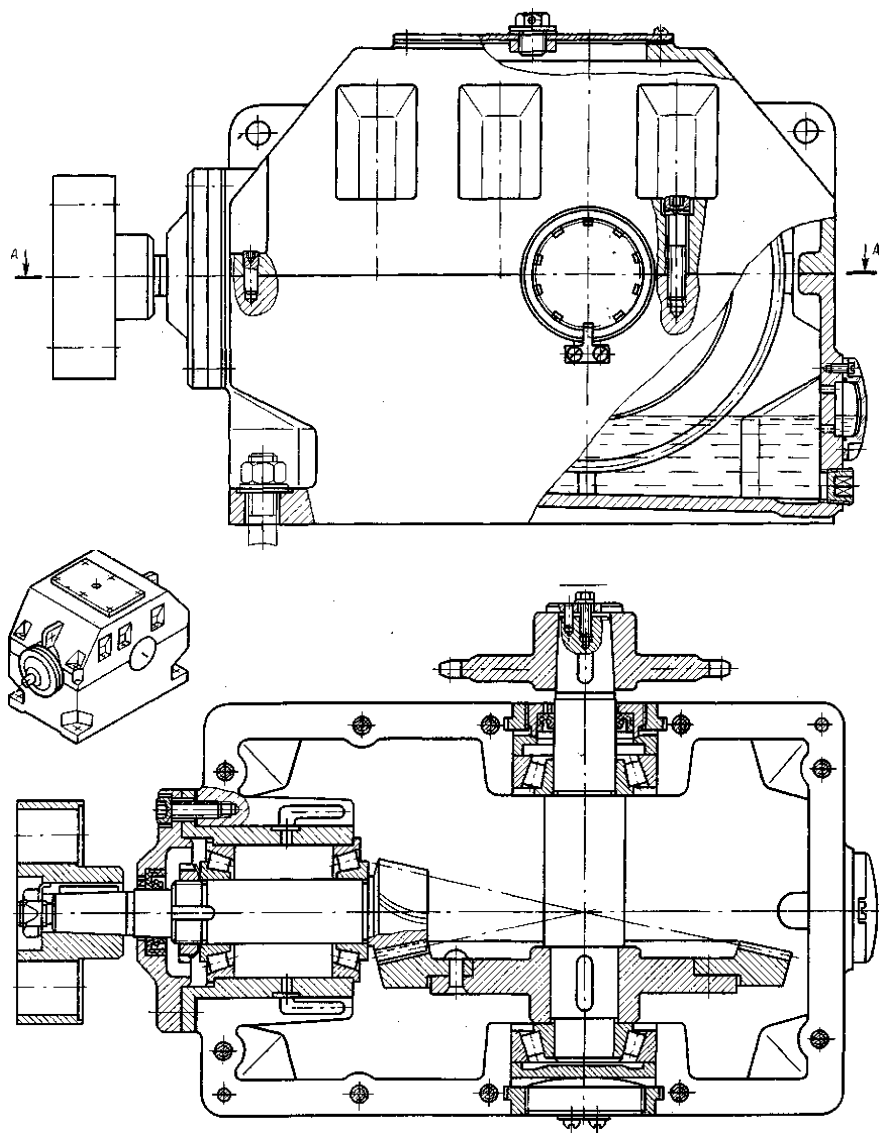


Рис. 5-7

Величина зазору приймається для радіальних підшипників шарикових 0,2...0,5 мм, роликових 0,5...1,0 мм, радіально-упорних згідно табл. 5-1.

Зазор "Δ" встановлюють при складанні редуктора шляхом підбору комплекту регулювальних металевих прокладок 4 між торцями бобишек корпусу і фланцевими кришками 5 (рис. 5-3), або за рахунок переміщення регулювальним гвинтом зовнішнього кільця підшипника через самоустановне кільце (рис. 5-6).

Таблиця 5-1.

| Діаметр отвору підшипника d, мм | Межа осьового зазору конічних підшипників, мм |               | Межа осьового зазору шарикопідшипників, мм |               |
|---------------------------------|-----------------------------------------------|---------------|--------------------------------------------|---------------|
|                                 | легка серія                                   | середня серія | легка серія                                | середня серія |
| до 30                           | 0,03...0,09                                   | 0,04...0,10   | 0,02...0,06                                | 0,03...0,09   |
| 30-50                           | 0,04...0,10                                   | 0,05...0,12   | 0,03...0,09                                | 0,04...0,10   |
| 50-80                           | 0,05...0,12                                   | 0,06...0,14   | 0,04...0,10                                | 0,05...0,12   |
| 80-120                          | 0,06...0,14                                   | 0,07...0,17   | 0,05...0,12                                | 0,06...0,15   |

### Контрольні запитання

1. Яке призначення редукторів?
2. Як класифікуються редуктори?
3. Які будова і принцип роботи редуктора?
4. Які існують способи мащення зачеплення і підшипників редуктора?
5. Для чого роблять ущільнення підшипникових вузлів, їх види?
6. Яке призначення мазезатримуючих кілець?
7. Яке призначення масловідбивних шайб?
8. З якою метою регулюють підшипники? Який порядок проведення регулювання підшипників?

### Література

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Уч. пособие для студентов втузов. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982, – 351с.
2. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 311 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
4. Устюгов И.И. Детали машин: Уч. пособ. для учащихся техникумов. 2-е узд., перер. и доп. – М.: Высшая школа, 1981, – 399с.

# ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №5

## Вивчення конструкції зубчастого редуктора і його деталей

Студент \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Група \_\_\_\_\_

1. Тип редуктора: \_\_\_\_\_

2. Кінематична схема:

3. Характеристика редуктора

| Найменування параметрів            | Позначення | Перший ступінь (швидкохідний)                                | Другий ступінь (тихохідний)                        | Операція           |
|------------------------------------|------------|--------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------|
| Міжосьова відстань, <i>мм</i>      | <i>a</i>   | $a_{III} = \underline{\hspace{2cm}}$                         | $a_T = \underline{\hspace{2cm}}$                   | виміряти           |
| Число зубів шестерень              | <i>z</i>   | $z_1 = \underline{\hspace{2cm}}$                             | $z_3 = \underline{\hspace{2cm}}$                   | підррахувати       |
| Число зубів коліс                  | <i>Z</i>   | $z_2 = \underline{\hspace{2cm}}$                             | $z_4 = \underline{\hspace{2cm}}$                   |                    |
| Кут нахилу зубів, <i>град</i>      | $\beta$    | $\beta_1 = \underline{\hspace{2cm}}$                         | $\beta_2 = \underline{\hspace{2cm}}$               | виміряти кутоміром |
| Передаточне число                  | <i>u</i>   | $u_{\emptyset} = \frac{z_2}{z_1} = \underline{\hspace{2cm}}$ | $u_T = \frac{z_4}{z_3} = \underline{\hspace{2cm}}$ | розрахувати        |
| Ширина вінців коліс, <i>мм</i>     | <i>b</i>   | $b_2 = \underline{\hspace{2cm}}$                             | $b_4 = \underline{\hspace{2cm}}$                   | виміряти           |
| Ширина вінців шестерень, <i>мм</i> | <i>b</i>   | $b_1 = \underline{\hspace{2cm}}$                             | $b_3 = \underline{\hspace{2cm}}$                   |                    |

| Найменування параметрів            | Позначення | Перший ступінь (швидкохідний)                                        | Другий ступінь (тихохідний)                                          | Операція                                                 |
|------------------------------------|------------|----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| Модуль нормальний, <i>мм</i>       | $m_n$      | $m_{nIII} = \underline{\hspace{2cm}}$                                | $m_{nT} = \underline{\hspace{2cm}}$                                  | розрахувати<br>$m_n = \frac{2a}{Z_c^* \cdot \cos \beta}$ |
| Модуль торцевий, <i>мм</i>         | $m_t$      | $m_{tIII} = \underline{\hspace{2cm}}$                                | $m_{tT} = \underline{\hspace{2cm}}$                                  | розрахувати<br>$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$            |
| Діаметр діляльного кола, <i>мм</i> | $d$        | $d_1 = \underline{\hspace{2cm}}$<br>$d_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $d_3 = \underline{\hspace{2cm}}$<br>$d_4 = \underline{\hspace{2cm}}$ | розрахувати<br>$d = m_t \cdot z$                         |

Примітка:  $Z_c^*$  – сума зубів;  $Z_{cIII} = Z_1 + Z_2$ ;  $Z_{cT} = Z_3 + Z_4$ .

#### 4. Характеристика опор:

| Вали      | Тип опори | Підшипники |     | Тип кришок | Спосіб регулювання підшипників |
|-----------|-----------|------------|-----|------------|--------------------------------|
|           |           | номер      | тип |            |                                |
| ведучий   |           |            |     |            |                                |
| проміжний |           |            |     |            |                                |
| ведений   |           |            |     |            |                                |

#### Дані для регулювання підшипників

| Підшипник |                                    |       | Зазор, <i>мм</i> |                 |                    |
|-----------|------------------------------------|-------|------------------|-----------------|--------------------|
| №         | внутрішній діаметр $d$ , <i>мм</i> | серія | $\Delta_{\min}$  | $\Delta_{\max}$ | прийнятий $\Delta$ |
|           |                                    |       |                  |                 |                    |
|           |                                    |       |                  |                 |                    |
|           |                                    |       |                  |                 |                    |

5. Опис регулювання підшипників \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

6. Характеристика ущільнення вихідних кінців валів  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

7. Характеристика пристроїв для захисту підшипників від попадання абразивних частин і попередження видавлювання мастила  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

8. Спосіб мащення зачеплення коліс  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

9. Спосіб мащення підшипників  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

” \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р. Підпис студента \_\_\_\_\_

” \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р. Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Лабораторна робота №6

### БУДОВА І ПРИНЦИП РОБОТИ ГВИНТОВОГО, РЕЙКОВОГО І ГІДРАВЛІЧНОГО ДОМКРАТІВ

**Мета роботи** – вивчення будови і принципу роботи домкратів та визначення їх основних характеристик.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** модель гвинтового, рейкового та гідравлічного домкратів, лінійка, штангенциркуль, калькулятор.

#### Порядок виконання роботи

1. Виконати ескіз гвинтового домкрату.
2. Описати будову і принцип роботи гвинтового домкрату.
3. Виконати ескіз рейкового домкрату.
4. Описати будову і принцип роботи рейкового домкрату.
5. Провести необхідні вимірювання розмірів домкрата і виконати його розрахунок згідно варіанту (задається викладачем).
6. Вивчити принцип роботи безпечної рукоятки.
7. Виконати ескіз гідравлічного домкрату.
8. Описати будову і принцип роботи гідравлічного домкрату.
9. Провести необхідні вимірювання розмірів домкрата і виконати його розрахунок згідно варіанту (задається викладачем).
10. Скласти звіт про роботу.

#### Теоретичні відомості

Домкрати застосовують для підйому вантажів на невелику висоту або для переміщення їх при монтажних і ремонтних роботах. Широке застосування знайшли домкрати: *гвинтові* (рис. 6-1) *рейкові* (рис. 6-2) і *гідравлічні* (рис. 6-3).

*Гвинтовий домкрат* (рис. 6-1) складається із корпусу 1, вантажної гайки 2, гвинта 3, чашки 4, рукоятки 5 для обертання гвинта і гайки 6, яка запобігає втраті чашечки 4 при транспортуванні домкрата. Різьбу гвинта домкрата роблять трапецеїдальною або упорною з кутом підйому меншим за кут тертя. Завдяки цьому гвинт має властивість самогальмуватися і не потребує ніяких інших запобіжних пристроїв проти самовільного опускання вантажу.

Самогальмуючі гвинти мають дуже низький к.к.д. (менш 0,5), із-за чого гвинтові домкрати застосовують переважно для ремонтно-монтажних робіт або для регулювання положення агрегатів і машин на фундаментах.

Зусилля працюючого на рукоятці домкрата визначають за формулою:

$$F = \frac{Q \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta}, \quad (6-1)$$

де  $Q$  – вага вантажу, що підіймається;

$p$  – крок різьби гвинта;

$L$  – довжина рукоятки;

$\eta$  – к.к.д. гвинта, який має низьке значення ( $\eta=0,45$ ) в силу самогальмування гвинтової пари (щоб запобігти самовільному опусканню вантажу).

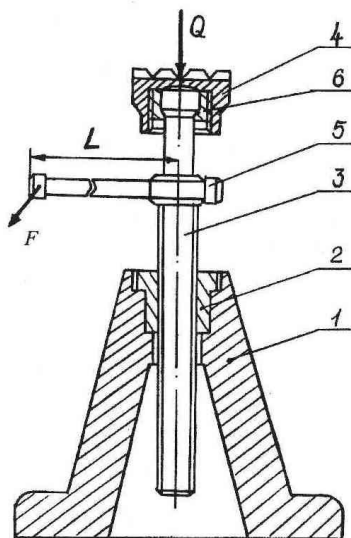
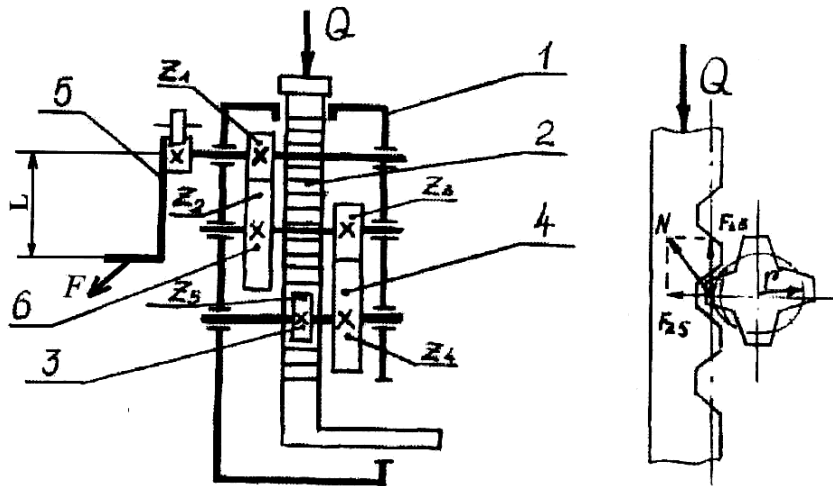


Рис. 6-1

Гвинтові домкрати виготовляють вантажопідйомністю до 200 кН і висотою підйому вантажу 0,2...0,6 м.

**Рейкові домкрати** (рис. 6-2) з зубчастими передачами застосовуються для підйому вантажів вагою від 5,0 до 100,0 кН. на висоту до 300...400 мм. В направляючих кожуха 1 переміщується зубчаста рейка 2, на верхньому кінці якої встановлюється поворотна головка, на яку спирається вантаж, який піднімають. Нижній кінець рейки закінчується лапою, що служить для підйому низько розміщених вантажів. Навантаження на лапу в 2 рази менше ніж на головку. Рейка отримує рух від шестерні 3, яка приводиться в рух зубчастими парами 4 і 6 шляхом обертання безпечної рукоятки 5.

Кількість зубів шестерні  $z_5$ , яка знаходиться в зачепленні з рейкою 2, приймають 4...8, плече рукоятки –  $L=200...250$  мм.



**Рис. 6-2**

## Зусилля працюючого на рукоятці:

$$F = \frac{Q \cdot r}{i \cdot L \cdot \eta}, \quad (6-2)$$

де  $Q$  – вага вантажу, що підіймають;

$r$  – радіус початкового кола шестерні 3;

$i$  – передаточне число зубчастих передач домкрата;

$L$  – плече рукоятки;

$\eta$  – к.к.д. домкрата; при одній парі зачеплення (рейка-шестерня)  $\eta=0,80...0,85$ ; при двох парах (рейка-шестерня і одна зубчаста пара)  $\eta=0,65...0,70$ ; при трьох парах (рейка-шестерня і дві зубчасті пари)  $\eta=0,50...0,55$ .

**Гідравлічні домкрати** (рис. 6-3) мають високий ККД, плавність піднімання вантажу і можливість регулювання швидкості опускання вантажу. Їх випускають вантажопідйомністю до 3000 кН.

Насос, який складається з циліндра 3, плунжера 2, важеля 1 і коромисла 8, подає рідину через напірний клапан 4 в робочий циліндр 10, створюючи тиск рідини на поршень 7 і передаючи силу підйому штоку 9. В шток робочого поршня закручено гвинт 13, на якому закріплена опорна головка.

При зворотньому ході плунжера насоса рідина із резервуару 6 поступає через всмоктуючий клапан 5 в циліндр 3. Опускання піднятого вантажу проводиться випуском рідини із робочого циліндра 10 в резервуар 6 шляхом відкриття перепускного крана 12. Робоча рідина заливається в резервуар до рівня пробки 11.

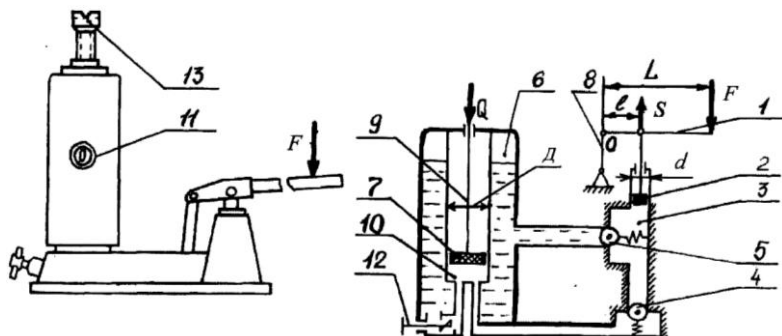


Рис. 6-3.

Рівняння рівноваги сил, прикладених до рукоятки:

$$\sum M_0 = F \cdot L - S \cdot l = 0, \quad (6-3)$$

де  $F$  – сила працюючого на рукоятці;

$S$  – сила опору руху плунжера 2:

$$S = p \frac{\pi \cdot d^2}{4\eta}, \quad (6-4)$$

де  $d$  – діаметр циліндра насоса;

$\eta$  – к.к.д. домкрата,  $\eta = 0,75 \dots 0,80$ ;

$p$  – тиск масла в циліндрах домкрата:

$$p = K \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}, \quad (6-5)$$

де  $Q$  – вага вантажу, що підіймається;

$D$  – діаметр робочого циліндра;

$K$  – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя ущільнених манжет поршня об стінки циліндра,  $K=1,2$ .

Після підстановки (6-4) і (6-5) в (6-3) формула для визначення зусилля працюючого на рукоятці домкрата має вид:

$$F = KQ \frac{l}{L} \cdot \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{1}{\eta}. \quad (6-6)$$

В більшості випадків приймають  $\frac{l}{L} = 0,05 \dots 0,1$ .

Об'єм рідини, яку подає насос в робочий циліндр домкрата за одиницю часу:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \beta \cdot n \cdot t, \quad (6-7)$$

де  $n$  – кількість подвійних ходів плунжера за одиницю часу;

$t$  – хід плунжера;

$\beta = 0,98$  – коефіцієнт, який враховує втрати рідини через ущільнення.

### Контрольні запитання

1. Яке призначення домкратів та їх основні типи?
2. Яка будова гвинтового домкрата?
3. З якою метою гвинтова пара гвинтового домкрата виконується самогальмуючою?
4. Як визначити зусилля працюючого на рукоятці гвинтового домкрата?
5. Яка будова рейкового домкрата?
6. Які будова і принцип дії безпечної рукоятки?
7. Як визначити зусилля працюючого на рукоятці рейкового домкрата?
8. Які будова і принцип дії гідравлічного домкрата?
9. Як визначити зусилля працюючого на рукоятці гідравлічного домкрата?

### Література

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1984.
2. Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К., Вища школа, 1993. – 413 с.
3. Додонов Б.П., Лифанов В.А. Грузоподъемные и транспортные устройства: Учебник для средних специальных учебных заведений. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

**ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №6**  
**Будова і принцип роботи гвинтового, рейкового**  
**і гідравлічного домкратів**

Група \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Студент \_\_\_\_\_

1. *Домкрат гвинтовий* (модель, натурний зразок)

Будова та принцип роботи

---

---

---

---

---

---

---

---

Гвинт: діаметр  $d =$  \_\_\_\_\_ мм;  
крок  $p =$  \_\_\_\_\_ мм;  
к.к.д.  $\eta =$  \_\_\_\_\_ .

Рукоятка: плече  $L =$  \_\_\_\_\_ мм.

Вантажопідйомність  $Q$  домкрату при зусиллі на рукоятці  $F =$  \_\_\_\_\_,

$Q =$  \_\_\_\_\_ (визначити за ф. 6-1)

## 2. Домкрат рейковий (модель, натурний зразок)

Будова та принцип роботи (короткий опис) демократ та його безпечної рукоятки

---

---

---

---

---

---

---

Кількість зубів:  $z_1 = \underline{\hspace{1cm}}$ ;  $z_2 = \underline{\hspace{1cm}}$ ;  $z_3 = \underline{\hspace{1cm}}$ ;  $z_4 = \underline{\hspace{1cm}}$ ;  $z_5 = \underline{\hspace{1cm}}$ .

Передаточне число  $i = \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_4}{z_3} =$

Крок рейки  $p = \underline{\hspace{1cm}}$  мм.

Модуль рейки (та шестерні  $z_5$ )  $m_5 = \frac{p}{\pi} =$  мм.

Радіус  $r_5$  початкового кола шестерні  $z_5$ , що входить в зачеплення з рейкою

$$r = \frac{m_5 \cdot z_5}{2} = \underline{\hspace{1cm}} \text{ мм}$$

К.к.д.  $\eta = \underline{\hspace{1cm}}$  (задається викладачем).

Плече рукоятки  $L = \underline{\hspace{1cm}}$  мм.

Вантажопідйомність  $Q$  домкрата при зусиллі на рукоятці  $F = \underline{\hspace{1cm}}$

$Q = \underline{\hspace{1cm}}$  (визначити за ф. 6-2).

### 3. Домкрат гідравлічний

Будова та принцип роботи (короткий опис)

---

---

---

---

---

---

---

---

Діаметр циліндра насоса  $d =$  \_\_\_\_\_ мм.  
Діаметр робочого циліндра  $D =$  \_\_\_\_\_ мм.  
Довжина важеля  $l =$  \_\_\_\_\_ мм.  
Довжина плеча  $L =$  \_\_\_\_\_ мм.  
ККД  $\eta =$  \_\_\_\_\_ (задається

викладачем).

Вантажопідйомність домкрату  $Q$  при зусиллі працюючого на важелі  $F =$  \_\_\_\_\_

$Q =$  \_\_\_\_\_ (визначити за ф. 6-6).

” ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис студента \_\_\_\_\_

” ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Лабораторна робота №7

### ЛЕБІДКИ З РУЧНИМ І МАШИННИМ ПРИВОДОМ. ПІДЙОМНИКИ

**Мета роботи** – вивчення конструкції, принципу дії та визначення основних характеристик лебідок і підйомників.

**Обладнання і прилади для виконання роботи:** модель лебідки з ручним приводом, натурний зразок реверсивної лебідки з машинним приводом, лінійка, штангенциркуль, калькулятор.

#### Порядок виконання роботи

1. Вивчити будову і принцип роботи лебідок і підйомників за натурними зразками і моделями.
2. Накреслити схему, описати будову і принцип роботи лебідок і підйомників і визначити їх основні характеристики.
3. Провести необхідні вимірювання та розрахунок лебідки з ручним та механічним приводом (згідно варіанту).
4. Схема уловлювача ліфта. Будова і принцип роботи.
5. Скласти звіт по наведеній схемі.

#### Теоретичні відомості

**Лебідки** призначені для підйому, опускання і переміщення вантажів. Використовуються як самостійні механізми (в основному на будівельно-монтажних та лісозаготівельних роботах) або як складові частини машин (кранів, підйомників, екскаваторів і ін.).

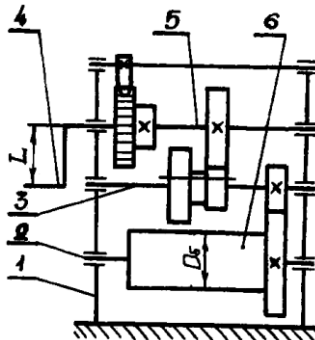


Рис. 7-1

Виготовляються лебідки з *ручним і машинним* приводом з зубчастими, черв'ячними і фрикційними, а також комбінованими передачами (черв'ячно-зубчастими, фрикційно-зубчастими). Для переміщення вантажів застосовуються також ручні важільні лебідки.

Лебідка з ручним приводом (рис. 7-1) складається із рами 1, ведучого вала 5 з рукояткою 4, проміжного вала 3, веденого вала 2, системи зубчастих передач, які передають обертання на закріплений на валу 2 барабан 6.

Лебідки з ручним приводом забезпечуються *автоматичними гальмами (безпечними рукоятками)* (рис. 7-2) для гальмування при опусканні вантажу, а також для забезпечення миттєвої зупинки (при відпусканні працюючим рукоятки лебідки).

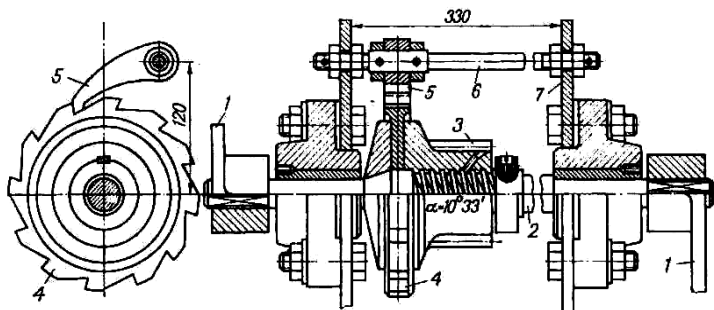


Рис. 7-2

Безпечна рукоятка (рис. 7-2) працює таким чином. При обертанні рукоятки 1, насадженої на вал 2, в сторону підйому вантажу, гвинтова нарізка на валу 2 переміщує ліворуч шестерню 3, зчеплену через передаточні ланки (зубчасті колеса) з барабаном, яка затискає храпове колесо 4 між буртом шестерні 3 і упором 8 на валу 2 і приводить храпове колесо в обертання разом з валом 2.

При цьому собачка 5, яка закріплена на осі 6 в корпусі 7 лебідки, ковзає по тильній стороні зубів храпового колеса 4. При припиненні підйому вантажу і знятті руки працюючого з рукоятки шестерня 3 під дією піднятого вантажу повертається в сторону спуску до моменту зустрічі собачки 5 з найближчим зубом храпового колеса 4, після чого вільне спускання вантажу припиняється.

Для опускання вантажу необхідно вимушено обертати вал в бік спуску. При цьому шестерня 3 переміститься по гвинтовій нарізці вала праворуч, послаблюючи натиск на храпове колесо 4, яке під час опускання вантажу залишається нерухомим.

Вантаж намагається опускатися прискорено. При збільшенні швидкості вище тієї, яка створює обертання рукоятки, шестерня 3 обертається швидше ніж вал рукоятки, тому вона знову переміщується ліворуч і затискає храпове колесо 4. Так як колесо утримується від обертання собачкою, шестерня 3 пригальмовується.

Швидкість навивки канату на барабан лебідки без урахування кількості шарів витків канату на барабані:

$$V_{\kappa} = V_p \cdot \frac{D_{\delta}}{L \cdot i}, \quad (7-1)$$

де  $V_p$  – середня швидкість руху руки працюючого на рукоятці ( $V_p \approx 60$  м/хв);

$D_{\delta}$  – діаметр барабана лебідки;  $L$  – плече рукоятки;

$i$  – передаточне відношення приводу лебідки.

Тягове зусилля в канаті ручної лебідки без урахування кількості шарів витків канату на барабані:

$$S = \frac{2F_p \cdot L \cdot z \cdot i \cdot \phi \cdot \eta}{D_{\delta}}, \quad (7-2)$$

де  $F_p$  – зусилля на рукоятці одного працюючого;

$z$  – число працюючих, які обертають вал лебідки;

$i$  – передаточне відношення приводу лебідки;

$\phi$  – коефіцієнт одночасності використання зусилля працюючих (0,8 – для двох; 0,7 – для чотирьох працюючих);

$\eta$  – к.к.д. лебідки (0,7...0,9).

Лебідки з машинним приводом монтуються на рамі (станині) і по способу опускання вантажу діляться на **реверсивні** (рис. 7-3,а) з примусовим від двигуна опусканням і **нереверсивні** (фрикційні) лебідки (рис. 7-3,б) з вільним спуском вантажу.

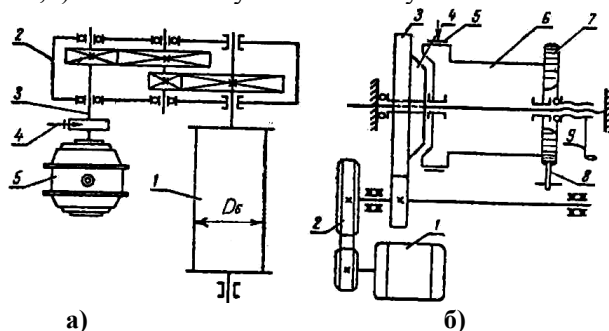


Рис. 7-3

Реверсивна лебідка (рис. 7-3,а) складається з барабана 1, циліндричного редуктора 2, не розчіпної муфти з замкненим електромагнітним колодковим гальмом 4 і електродвигуна 5.

Примусове опускання вантажу в режимі двигуна створює умови для безпечної роботи і допускає дистанційне керування лебідкою. Такі лебідки виготовляють на тягове зусилля від 2,5 до 100 кН.

У нереверсивної лебідки (рис. 7-3,б) за допомогою керованої фрикційної (частіше конусної) муфти зчеплення 4 допускається вимкнення барабана 6 від зубчастої передачі 3. На барабан лебідки насаджене храпове колесо 7. Для опускання вантажу необхідно рукояткою 9 вимкнути муфту 4, вивести із зачеплення з храповим колесом 7 собачку 8 і вимкнути гальма 5.

Тягове зусилля в канаті приводної лебідки:

$$S = \frac{2T_{\phi}}{D_{\phi} + d_k (2k - 1)}, \quad (7-3)$$

де  $T_{\phi}$  – обертаючий момент на барабані лебідки;

$D_{\phi}$  – діаметр барабана;  $d_k$  – діаметр каната;

$k$  – кількість шарів витків каната на барабані.

Обертаючий момент на барабані, створюваний двигуном:

$$T_{\phi} = \frac{P_{\phi\phi} \cdot \eta}{\omega_{\phi}}, \quad (7-4)$$

де  $P_{\phi\phi}$  – потужність двигуна;

$\eta$  – ККД приводу від двигуна до барабана (0,8...0,9);

$\omega_{\phi}$  – кутова швидкість барабана, рад/с.,

$$\omega_{\phi} = \frac{\pi \cdot n_{\phi}}{30}, \quad (7-5)$$

$n_{\phi}$  – частота обертання барабана, об/хв.

Вага вантажу, що піднімається або переміщується:

$$Q = S \cdot m \eta_n, \quad (7-6)$$

де  $S$  – тягове зусилля в канаті;

$m$  – кратність поліспаста;

$\eta_n$  – к.к.д. поліспаста.

**Підйомником** (рис. 7-4, 7-5) називається вантажопідйомний пристрій, призначений для переміщення вантажів на платформі, в ковші або кабіні, які рухаються по вертикально або похило встановленим напрямляючим.

Підйомники класифікуються за призначенням (вантажні і вантажопасажирські), за способом встановлення (вільно стоячі і приставні), за можливістю переміщення (стаціонарні і пересувні), за конструкцією направляючих (стоечні або мачтові, шахтні), за видом приводного органу (канатні і рейкові).

В нашій країні використовуються канатні підйомники з канатними барабанами або канатоведучими шківками.

У рейкових підйомників мачти оснащені рейками, вздовж яких котиться платформа з встановленим на ній механізмом підйому з шестернею. Рейковий привід полегшує нарощування підйомника, так як при цьому не потрібно переставляти верхні блоки (або лебідку), але потрібно встановлювати механізм підйому безпосередньо на платформі і забезпечувати до нього струмопідвід.

Найбільше розповсюдження отримали мачтові (стоечні), ковшові (скіпові) і шахтні (ліфти) підйомники.

*Мачтовий підйомник* (рис. 7-4) має одно або двостоечну мачту 1, встановлену на опорній рамі – полозках 6.

Платформа 4 з кареткою 3 піднімається і опускається канатом реверсивної лебідки 5 з жорсткою кінематичною схемою (в схемі відсутні керовані муфти), переміщуючись роликками-опорами по направляючим стійкам мачти. Для запобігання падіння каретки з платформою у випадку переривання канату 12 на каретці встановлений **автоматичний уловлювач**. Важіль 10 уловлювача тросом 11 з'єднаний з вантажним канатом 12, а пружиною 9 – з рамою каретки 3. Пружина 9 намагається повернути важіль 10 і притиснути два ексцентрики 8 до направляючих мачти 1, а трос 11 утримує від притискування їх при натягнутому канаті.

При обриві каната 12, натягіння троса 11 послаблюється, пружина стискається, повертає ексцентрики 8 навколо осі 7 і притискує їх до стійок мачти. В результаті заклинювання ексцентриків каретка з платформою стопориться в момент обриву канату, запобігаючи падінню платформи. Вантажопідйомність мачтових підйомників 2,6...10 кН.

**Ковшовий** (скіповий) підйомник застосовують як самостійний вантажопідйомний пристрій для подачі сипучих матеріалів в бункери або іншу об'ємну тару, і як механізм для завантаження бетонозмішувальних і інших машин.

Для поліпшення завантаження ковша 1 (рис. 7-5) ковшовий підйомник встановлюється так, щоб ковш знаходився в поглибленні нижче рівня опори. Ковш 1 має опорні катки верхні 6 і нижні 7.

Наповнений ковш піднімають лебідкою 4, канат 2 якої обгинає блок на верхньому кінці рами підіймника і який закріплений на ковші. Направляючі 3 верхніх опорних катків 6 у місцях розвантаження ковша зігнуті, завдяки чому ковш в місці згину направляючих змінює напрям руху і під дією зусилля підйомного канату перевертається і розвантажується. Лебідка приводиться в рух електродвигуном 5. Найчастіше ємкість ковша  $0,5...1\text{ м}^3$ , висота підйому до  $14\text{ м}$ , швидкість підйому до  $18\text{ м/хв}$ .

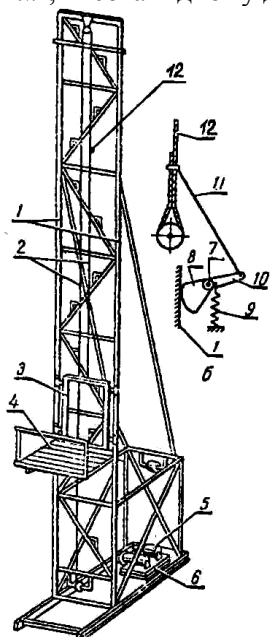


Рис. 7-4

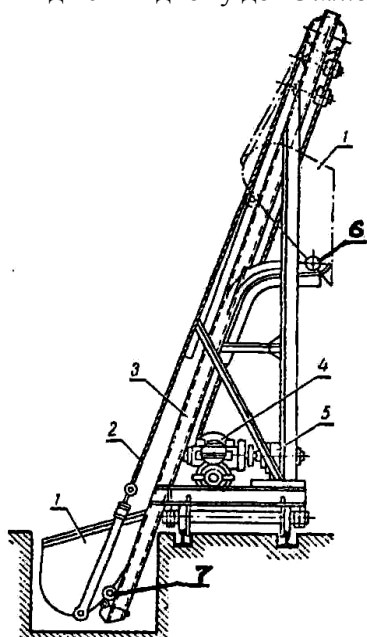


Рис. 7-5

**Шахові** підіймники застосовуються для підйому матеріалів на висоту  $20...150\text{ м}$ .

Клітка з вантажною площадкою або ківш переміщується по вертикальним направляючим, встановленим всередині металевої (іноді дерев'яної) ферми – шахти. Вивантажують матеріал через отвори в шахті.

Різновидністю шахтових підіймників являються **ліфти** (пасажирські і вантажні), в яких кабіна переміщується за допомогою канатної лебідки по направляючим всередині шахти. Для запобігання падіння кліток, ковшів, кабін при обриві вантажного канату, шахтові підіймники оснащуються **уловлювачами**.

Паралельно головному канату 1 (рис. 7-6,а), прикріпленому через пружинний буфер 2 до верхньої балки 7 кабіни ліфта, по всій висоті шахти натягнуті допоміжні канати 6. По цим канатам ковзають траверси 8 з клинами 5 в отворах, через які проходять канати 6. Клини 5 і важелі 3 і 4 зв'язані з обоймою 9 з'єднувальною тягою 10 з пружиною 2. У випадку обриву каната 1, закріпленого в обоймі 9, пружина 2 звільняється від сили натягнення канату і зближує траверсу 8 з балкою 7 кабіни ліфта.

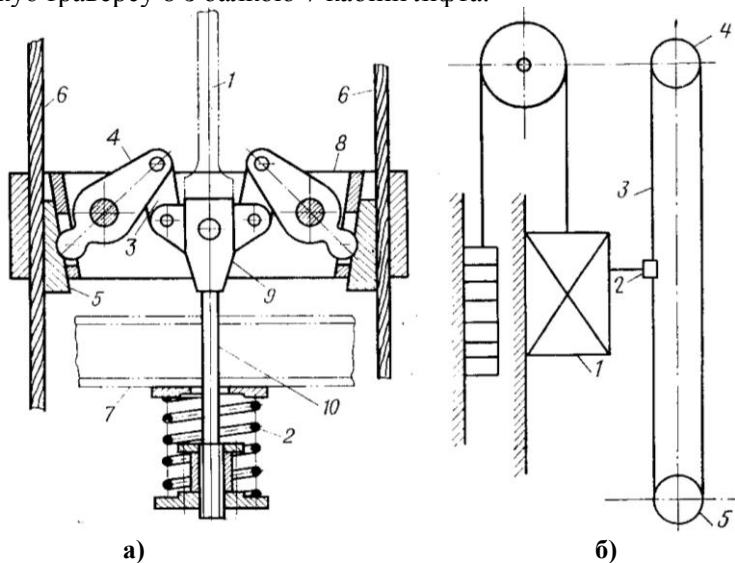


Рис. 7-6

При цьому важелі 4 повертаються, переміщують вверх клини 5, які защемлюють канати 6 і кабіна повисає на цих канатах. При нормальній роботі ліфта пружина 2 стиснута натягнутим канатом 1, клини 5 дещо опущені і не перешкоджають вільному ковзанню траверси 8 по канатах 6.

Для запобігання падіння кабіни ліфта при пошкодженні лебідки підйому встановлюють **обмежувачі швидкості** (рис. 7-6,б), з якими зв'язані механізми вловлювачів. Кабіна 1 кронштейном 2 з'єднана з додатковим безкінечним канатом 3, натягнутим по всій висоті шахти ліфта між шківками 4 і 5. Канат 3 рухається з тією ж швидкістю, що і кабіна; всередині шківки 4 змонтований відцентровий регулятор швидкості. Якщо швидкість кабіни, а отже і каната 3 перевищить допустиму, відцентровий регулятор ввімкне вловлювачі і вимкне двигун лебідки.

## **Контрольні запитання**

1. Які призначення і класифікація лебідок?
2. Які будова і принцип дії ручної лебідки?
3. Які призначення, будова і принцип дії безпечної рукоятки?
4. Як визначити тягове зусилля в канаті ручної лебідки ?
5. Які будова, принцип дії і область застосування реверсивних лебідок?
6. Те ж нереверсивних лебідок?
7. Чи можливе застосування нереверсивної лебідки в підйомниках?
8. Як визначити тягове зусилля в канаті лебідки з машинним приводом ?
9. Які типи і принципи дії гальм в реверсивних лебідках ?
10. Які призначення і класифікація підйомників?
11. Які будова і принцип дії ковшових підйомників?
12. Те ж шахтних підйомників?
13. Які призначення, будова і принцип дії уловлювачів?

## **Література**

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1984.
2. Иванченко Ф.К. Подйомно-транспортні машини: Підручник. – К., Вища школа, 1993. – 413 с.
3. Додонов Б.П., Лифанов В.А. Грузоподйомные и транспортные устройства: Учебник для средних специальных учебных заведений. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

**ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДМ №7**  
**Лебідки з ручним і машинним приводом. Підйомники**

Група \_\_\_\_\_ Курс \_\_\_\_\_ Студент \_\_\_\_\_

1. Лебідка ручна

Будова і принцип роботи

---

---

---

---

---

---

---

Основні характеристики:

- плече рукоятки  $L = \text{_____ мм}$  (виміряти)
- передаточне число  $i = \text{_____}$  (визначити)
- діаметр барабана  $D_{\bar{o}} = \text{_____ мм}$  (виміряти)
- ККД лебідки  $\eta = \text{_____}$  (визначити)
- тягове зусилля в канаті (формула 7-2)

$$S = \frac{2F_p \cdot L \cdot z \cdot i \cdot \varphi \cdot \eta}{D_{\bar{o}}} =$$

- зусилля працюючого на рукоятці  $F_p = \text{_____ Н}$
- коефіцієнти  $\varphi = \text{_____}$ .

## 2. Лебідка з машинним приводом.

Будова і принцип роботи

---

---

---

---

---

Основні характеристики:

- передаточне число  $i = \underline{\hspace{2cm}}$  (визначити);
- діаметр барабана  $D_{\delta} = \underline{\hspace{2cm}}$  мм (виміряти);
- к.к.д. приводу  $\eta = \underline{\hspace{2cm}}$  (визначити);
- тягове зусилля в канаті (формула 7-3)

$$S = \frac{2T_{\delta}}{D_{\delta} + d_K(2k - 1)} = \frac{2P_{\delta\delta} \cdot \eta}{[D_{\delta} + d_K(2k - 1)] \cdot \omega_{\delta}} =$$

де  $T_{\delta}$  – обертаючий момент на валу барабана;

$P_{\delta\delta}$  – потужність двигуна;  $P_{\delta\delta} = \underline{\hspace{2cm}}$  кВт;

$\omega_{\delta}$  – кутова швидкість барабана;  $\omega_{\delta} = \frac{\pi \cdot n_{\delta}}{30} = \underline{\hspace{2cm}}$  рад/с;

$n_{\delta}$  – частота обертання барабана;  $n_{\delta} = \underline{\hspace{2cm}}$  об/хв.

$d_K$  – діаметр канату (задається викладачем);  $d_K = \underline{\hspace{2cm}}$  мм;

$k$  – кількість шарів витків канату на барабані лебідки (задається викладачем);  $k = \underline{\hspace{2cm}}$ .

### 3. Підйомники

Будова і принцип роботи

---

---

---

---

---

### 4. Схема уловлювача ліфта

Будова і принцип роботи

---

---

---

---

---

---

” ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис студента \_\_\_\_\_

” ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## ДОПОМІЖНА ЛІТЕРАТУРА

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Уч. пособие для студентов втузов. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие для машиностроительных спец. техникумов. – 2-е издание перераб., и доп. М.: Высшая школа, 1990. – 399 с.
3. Иванов М.Н. Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие для машиностроительных вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 551 с.
4. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 311 с.
5. Курсовое проектирование деталей маши: Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / Чернавский С.А. Боков К.Н., Чернин И.М. и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
6. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
7. Проектирование механических передач. С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, В.А. Киселев и др. – М.: Машиностроение, 1976.
8. Решетов Д.И. Детали машин. Учебник для вузов – М.: Машиностроение, 1974. – 656 с.
9. Устюгов И.И. Детали машин: Уч. пособие для уч. техникумов. 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981. – 399 с.
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
11. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1984.
12. Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К., Вища школа, 1993. – 413 с.
13. Додонов Б.П., Лифанов В.А. Грузоподъемные и транспортные устройства: Учебник для средних специальных учебных заведений. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

## **ТЕМИ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ**

### **Змістовий модуль 1 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**Тема 1.** Вступ. Загальні відомості про деталі машин. (2 години).

1. Основні механічні характеристики матеріалів.

**Тема 2.** Рознімні та не рознімні з'єднання деталей машин. (8 годин).

1. Стопоріння різьбових з'єднань.
2. Приклади розрахунку різьбових з'єднань.
3. Приклад розрахунку шліцьового з'єднання

### **Змістовий модуль 2 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ**

**Тема 3.** Механічні передачі. Фрикційна, ланцюгова та пасова передачі. (6 годин).

1. Шківні пасових передач.
2. Натяжні пристрої у пасових передачах.
3. Зірочки ланцюгових передач.
4. Пристрої для регулювання натягу ланцюга.

**Тема 4.** Механічні зубчасті передачі. Загальні конструктивні особливості. (6 годин).

1. Коригування зубчастих коліс.
2. Механічні характеристики сталей для виготовлення зубчастих коліс.
3. Коефіцієнт торцевого та осьового перекриття.

**Тема 5.** Механічні зубчасті передачі. Циліндрична, конічна та черв'ячна передачі. (8 годин).

1. Особливості конічних зубчастих передач з непрямыми зубами.
2. Конструкції деталей черв'ячних передач.
3. Глобоїдні черв'ячні передачі.

**Змістовий модуль 3**  
**ОСІ, ВАЛИ, ПІДШИПНИКИ, МУФТИ. ВУЗЛИ МАШИН**

**Тема 6.** Вали, підшипники, муфти. (6 годин).

1. Розрахункові схеми осей та валів.
2. Змащування підшипників ковзання.
3. Ескізна компоновка трьохступінчастого редуктора.

**Змістовий модуль 4**  
**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ**

**Тема 7.** Будова і принцип роботи домкратів, лебідок, талей, підйомників. (8 годин).

1. Колодкові гальма. Стрічкові гальма.
2. Гнучкі вантажні органи. Блоки і зірочки.

## ПИТАННЯ ДО ЗАЛІКУ

1. Основні критерії працездатності і розрахунку деталей машин: міцність, жорсткість, стійкість проти спрацювання, вібростійкість.
2. Вибір матеріалів. Визначення допустимих напружень і коефіцієнтів запасу міцності для деталей машин.
3. Механічні передачі. Призначення, приклади їх застосування. Основні кінематичні і силові співвідношення у передачах.
4. Фрикційні передачі. Класифікація, переваги, недоліки, області застосування. Матеріали катків. Види руйнування робочих поверхонь катків. Основні геометричні та кінематичні співвідношення у фрикційній передачі з циліндричними катками.
5. Фрикційні передачі. Силові співвідношення і розрахунок циліндричних фрикційних передач.
6. Пасові передачі. Загальна будова та призначення. Основні переваги і недоліки, області використання. Класифікація. Конструкція і матеріал пасів. Основні геометричні та кінематичні співвідношення в пасових передачах.
7. Пасові передачі. Силові співвідношення (зусилля у витках паса, навантаження на вали). Розрахунок пасових передач.
8. Ланцюгові передачі. Загальні відомості. Приводні ланцюги та зірочки. Критерії працездатності ланцюгових передач. Геометричні, кінематичні і силові співвідношення.
9. Зубчасті передачі. Будова. Класифікація. Переваги, недоліки, області застосування. ККД. Основна теорема зачеплення.
10. Основні елементи і параметри евольвентного зачеплення.
11. Способи виготовлення і обробки зубчастих коліс. Конструкції і матеріали коліс.
12. Коригування зубчастих коліс евольвентного зачеплення. Вплив кількості зубів на їх форму і міцність.
13. Передачі циліндричними зубчастими колесами. Геометричні, кінематичні і силові співвідношення.
14. Розрахунок циліндричної прямозубої передачі на згин зубів коліс.
15. Розрахунок циліндричних прямозубих передач на контактну міцність.

16. Циліндричні косозубі і шевронні передачі. Переваги і недоліки в порівнянні з прямозубими. Особливості їх будови. Основні геометричні і силові співвідношення. Особливості розрахунку.
17. Передачі конічними зубчастими колесами. Основні геометричні, кінематичні і силові співвідношення. Еквівалентні колеса. Особливості розрахунку.
18. Передача гвинт-гайка. Будова. Переваги, недоліки, області застосування. Геометричні, кінематичні та силові співвідношення. Розрахунок.
19. Черв'ячні передачі. Будова. Матеріали черв'яків і коліс. Переваги та недоліки. Области застосування. Геометричні та кінематичні співвідношення.
20. Черв'ячні передачі. Сили, що діють в зачепленні. Види руйнування зубів черв'ячних коліс. Розрахунок черв'ячних передач.
21. Вали і осі. Призначення. Конструкції, основні елементи. Матеріали осей і валів. Розрахунок валів і осей.
22. Явище резонансу валів і насаджених на них деталей. Визначення критичної частоти обертання валу. Заходи, що застережуть вали від резонансу.
23. Підшипники ковзання. Призначення. Типи і конструкції. Области використання. Матеріали деталей підшипників ковзання. Машення. Режими тертя. Розрахунок.
24. Підшипники кочення. Класифікація. Конструктивні форми. Зведене навантаження. Вибір підшипників кочення по динамічній і статичній вантажопідйомності. Визначення довговічності.
25. Основні відомості про конструкцію підшипникових вузлів. Машення і ущільнення підшипникових вузлів.
26. Муфти. Класифікація. Будова і принцип роботи постійних муфт (нерозчіпних). Вибір і перевірний розрахунок окремих елементів муфт (на прикладі муфти МУВП).
27. Зчіпні муфти (керовані). Будова. Принцип дії. Области застосування.
28. Будова і принцип дії самокерованих (самодіючих) муфт. Области використання.
29. Редуктори. Машення і охолодження. Кінематичний і тепловий розрахунок.
30. Редуктори. Призначення. Типи і конструкції редукторів.

31. Варіатори. Основні види. Принцип роботи.
32. Коробки передач. Види. Будова. Принцип роботи. Основні характеристики.
33. Мультиплікатори. Основні види. Призначення. Реверсивні пристрої. Призначення. Класифікація. Будова.
34. Різбові з'єднання. Класифікація різьб, їх геометричні параметри. Конструктивні форми кріпильних різбових деталей. Способи стопоріння різбових з'єднань.
35. Силові співвідношення у гвинтовій парі. Умови самогальмування. ККД гвинтової пари.
36. Розрахунок різбових з'єднань.
37. Шпонкові з'єднання. Класифікація з'єднань і шпонок. Матеріали шпонок. Розрахунок шпонкових з'єднань.
38. Шліцьові (зубчасті) з'єднання. Типи, області застосування. Переваги перед шпонковими з'єднаннями. Розрахунок на міцність зубчастих з'єднань.
39. Заклепкові з'єднання. Переваги, недоліки, області застосування. Основні типи заклепок, з'єднань і швів. Розрахунок заклепкових з'єднань.
40. Зварні з'єднання. Переваги, недоліки. Области застосування. Види зварних з'єднань і швів. Розрахунок зварних з'єднань.
41. З'єднання з гарантованим натягом. Переваги, недоліки і області застосування. Способи складання. Умови нерухомості деталей у з'єднанні. Визначення потрібного натягу і виду посадки.
42. Підйомно-транспортні машини. Призначення, основні характеристики. Области використання. Зупинники. Призначення. Принцип дії. Безпечні рукоятки. Призначення. Будова. Принцип дії.
43. Блоки. Барабани і гаки підйомних машин. Призначення. Конструкції. Гальма. Призначення. Конструкції. Визначення гальмівного моменту.
44. Вантажозахватні пристрої. Призначення. Канати і ланцюги, їх конструкції. Порядок вибору.
45. Домкрати. Типи. Призначення. Будова. Принцип роботи. Визначення вантажопідйомності гвинтового, рейкового і гідравлічного домкратів.
46. Лебідки. Призначення. Типи. Будова. Принцип роботи. Области застосування.
47. Талі ручні та електричні. Основні типи. Призначення. Будова. Принцип роботи. Конструкція вантажоупорних гальм.

48. Підйомники. Типи. Призначення. Будова. Принцип дії. Області застосування. Призначення і конструкція уловлювачів.
49. Крани баштові. Призначення. Класифікація. Будова. Області застосування. Потужність на валу барабана вантажної лебідки.
50. Крани мостові. Типи. Призначення. Будова. Принцип роботи. Області застосування.
51. Конвеєри стрічкові. Призначення. Загальна будова. Принцип дії. Визначення основних характеристик. Області використання.
52. Ланцюгові конвеєри. Призначення. Типи. Області застосування. Визначення основних характеристик.
53. Конвеєри шнекові. Призначення. Будова. Принцип роботи. Області застосування. Визначення основних характеристик.
54. Пневмотранспорт. Призначення. Класифікація. Будова. Принцип дії. Області використання.

Навчально-методичне видання

**ДЕТАЛІ МАШИН  
ТА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ**

**Методичний посібник з лабораторних робіт**

**КОНЬОК  
Микола Миколайович**

**ЛЮЛЬКА  
Василь Степанович**

Технічний редактор

***О. Клімова***

Комп'ютерна верстка та макетування  
Комп'ютерний набір

***М. Коньок  
М. Коньок***

*Свідоцтво про державну реєстрацію  
друкованого засобу масової інформації  
серія КВ № 17500-6250 ПР від 16.11.2010 р.*

---

Підписано до друку 03.01.2013 р. Формат 60 x 90 1/16.  
Папір офсетний. Друк на різнографі.  
Ум. друк. арк. 5,25. Обл.-вид. 2,56.  
Наклад 100 прим. Зам. № 634.  
Редакційно-видавничий відділ ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка.  
14013, вул. Гетьмана Полуботка, 53, к. 208.  
Тел. 65-17-99, Chdpu\_tipograf\_208@gmail.com