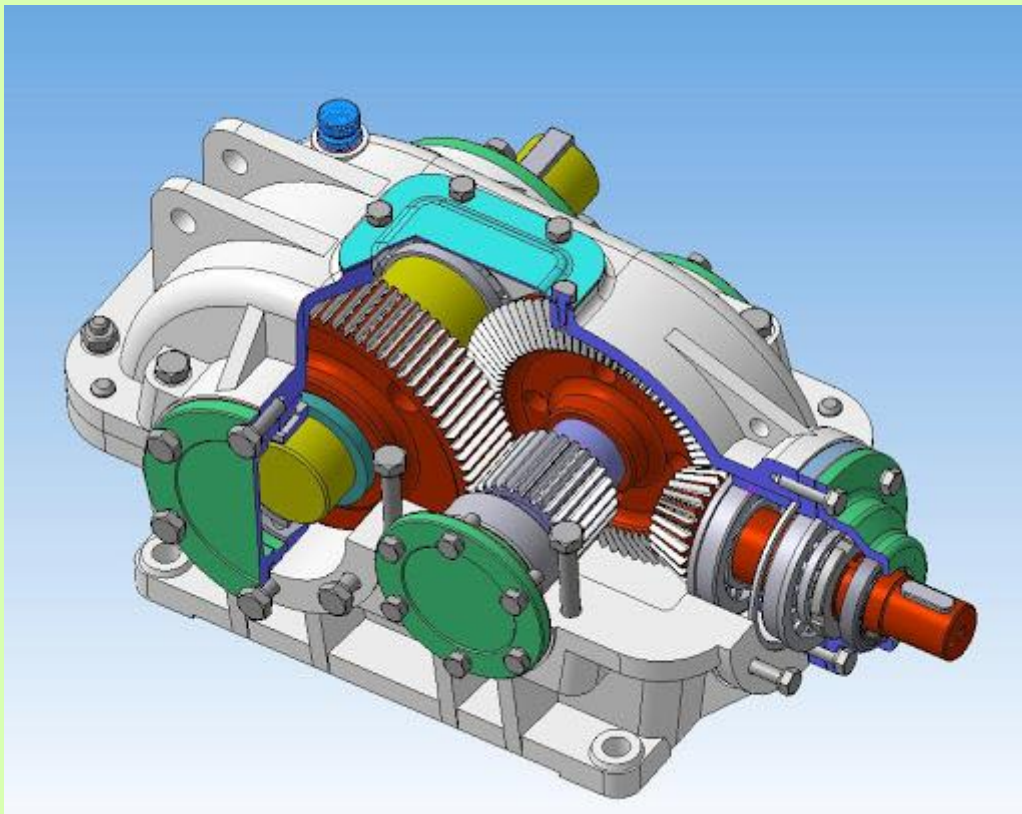


**Г. В. АНТОНОВА, О. Е. МАЦУЛЕВИЧ,  
О. В. ІВЖЕНКО, І. В. ПИХТЄЄВА, В. М. ЩЕРБИНА,  
А. П. ЧАПЛІНСЬКИЙ, С. В. ГАЛЬКО**

# **ВИПРОБУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**(частина 2)**



**Мелітополь, 2020**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

**ВИПРОБУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ  
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**Навчально – методичний посібник  
для виконання лабораторних робіт  
з дисципліни «Технічна механіка»**

для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр»  
спеціальності 263 «Цивільна безпека»

(Частина 2)

**Мелітополь  
2020**

УДК 531(075.8)

A72

Автори: ст. викладач Г. В. Антонова, доцент О. Е. Мацулевич,  
доцент О. В. Івженко, доц. І. В. Пихтєєва, доц. В. М. Щербина, ст.  
викладач А.П Чаплінський, доц. С. В. Галько

Рекомендовано Вченою радою факультету агротехнологій та екології  
Таврійського державного агротехнологічного університету імені  
Дмитра Моторного  
(Протокол № 3 від « 10 » листопада 2020 р)

Рецензенти:

**В.Ф. Мовчан** – к.т.н., доцент кафедри «Машиновикористання  
в землеробстві»

**Антонова Г.В.**

A72 Випробування елементів деталей машин: навчально –  
методичний посібник для виконання лабораторних робіт (Частина 2) /  
Г .В. Антонова, О. Е. Мацулевич, О. В. Івженко, І. В. Пихтєєва, В. М.  
Щербина, А. П. Чаплінський, С.В. Галько. – Мелітополь: ТДАТУ,  
2020. – с.109

Навчальний - методичний посібник складається з двох частин. У  
першій частині містяться лабораторні роботи, присвячені механічним  
випробуванням матеріалів. У другій частині містяться лабораторні  
роботи з випробувань елементів деталей машин. Даний посібник має  
на меті сприяти поглибленню теоретичних знань студентів за курсом  
«Технічна механіка» розділ «Деталі машин» та розвиток навичок  
експериментування, розглянуті основні поняття і визначення курсу,  
яке використовується обладнання, загальні правила та порядок  
виконання лабораторних робіт.

Зміст видання відповідає освітньо-професійній програмі  
підготовки бакалаврів зі спеціальностей: 263 «Цивільна безпека»  
(галузевий стандарт вищої освіти України ГСВО ОПП) та програмі  
навчальної дисципліни «Технічна механіка».

УДК 531(075.8)

© Антонова Г. В., Мацулевич О.Е.,  
Івженко О. В., Пихтєєва І. В.,  
Щербина В. М., Чаплінський А. П.,  
Галько С.В.

© ТДАТУ, 2020

## ЗМІСТ

<b>Передмова</b>	4
<b>Частина 2</b> Випробування елементів деталей машин	5
<b>Лабораторна робота №1</b> Вивчення механічних приводів, визначення їх основних параметрів	7
<b>Лабораторна робота №2</b> Вивчення конструкцій циліндричних двохступінчастих редукторів	27
<b>Лабораторна робота №3</b> Випробування клинопасової передачі	47
<b>Лабораторна робота №4</b> Визначення критичної частоти обертання вала	65
<b>Лабораторна робота №5</b> Вивчення конструкцій підшипників кочення	83
<b>Список рекомендованої літератури</b>	107

## ПЕРЕДМОВА

Курс «Деталі машин» - фундаментальна дисципліна в системі підготовки інженерів. Цей предмет займає особливе місце в ряду дисциплін. Він є завершальним в групі загальнотехнічних курсів (математика, фізика, опір матеріалів та ін.) І сполучною зі спеціальними дисциплінами. Предметом вивчення служать складальні одиниці і деталі загального призначення, які використовуються в більшості машин.

В даній частині посібника розкриваються і пояснюються фізичні процеси і явища, супутні роботі складальних одиниць і деталей. Методом дослідження є аналіз фізичних процесів, що відбуваються при роботі деталей машин, з подальшою експериментальною перевіркою результатів і розробка їх інженерної оцінки за різними критеріями працездатності.

Тут майбутній інженер вперше стикається з різноманіттям тісно пов'язаних між собою факторів, що впливають на вибір того чи іншого рішення поставленого завдання. Нерідкі випадки, коли вплив окремих факторів на несучу здатність деталей машин не може бути враховано теоретичним шляхом, а оцінюється на підставі практики їх експлуатації або результатів спеціально поставлених експериментів. Звідси випливає, що експериментальне вивчення роботи деталей машин є невід'ємною частиною курсу.

Посібник складається з двох частин. У першій частині викладено зміст лабораторних робіт, присвячених визначенню механічних властивостей матеріалів. У другій частині містяться роботи, пов'язані з випробуваннями елементів деталей машин.

## ЧАСТИНА 2

### ВИПРОБУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Друга частина посібника присвячена випробуванню елементів деталей машин. Лабораторні заняття це найбільш дієвий практичний засіб навчання, в процесі якого студенти повинні набувати навичок для виконання наукових досліджень. Тому основними завданнями лабораторних робіт є експериментальне підтвердження теоретичних висновків, отриманих при вивченні лекційного матеріалу; розвиток навичок, звичок і здібностей до самостійного виконання необхідних дій з приладами і установками; придбання навички практичної оцінки результатів дослідів; глибоке вивчення фізичної сутності функціонування різних деталей і вузлів машин і методик виконання робіт, що мають різний характер; використання методик обробки дослідних даних; узагальнення отриманих результатів і оцінка можливих помилок. В процесі виконання лабораторних завдань студенти повинні ознайомитися з методикою експерименту, навчитися заміряти напруги і деформації, зусилля і обертаючі моменти, переміщення та інші величини.

Перед тим як приступити до виконання заданої лабораторної роботи, студент повинен засвоїти короткі теоретичні положення по темі, вивчити об'єкт дослідження, прилади та інструменти, методику проведення експерименту і обробка результатів і потім представити звіт.

Тематика і зміст робіт підпорядковані завданню освітлення вузлових питань основних розділів курсу «Деталі машин», особливо важких для засвоєння студентами. Докладно висвітлюються методика і порядок виконання робіт, даються описи, креслення (схеми) установок, наводяться зразки звітів по кожній роботі, коротко

розглядаються теоретичні питання, практична перевірка яких становить предмет лабораторних досліджень. При цьому ув'язані трактування цих питань і термінологія з наявними підручниками і навчальними посібниками по деталях машин. Обсяг і методика лабораторних робіт розраховані так, щоб кожна з них виконувалася протягом двох академічних годин. При цьому передбачається попередня підготовка студентів до виконання завдання. На ряд питань, поставлених в кінці кожної роботи, в звітах студенти повинні помістити ґрунтовні відповіді, ілюстровані необхідними кресленнями, схемами, розрахунками.

В даному розділі наведені лабораторні роботи з основних розділів курсу. Наведені в цьому посібнику лабораторні роботи розраховані на самостійне виконання їх студентами. Після виконання роботи кожен студент подає звіт, за яким проводиться опитування, що має на меті встановити ступінь засвоєння студентом теми лабораторної роботи.

## Лабораторна робота №1

### ВИВЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ, ВИЗНАЧЕННЯ ЇХ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

#### Методичні вказівки до лабораторної роботи №1

**МЕТА РОБОТИ** – визначити місце, призначення і область застосування механічних передач в приводах машин і механізмів. Дати класифікацію найбільш поширених у техніці передач. Закріпити знання та навички по правилам виконання схем і умовним графічним позначенням елементів кінематики в схемах. Скласти кінематичні схеми за їх текстовим описом.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання механічних силових передач, їх місце у приводах сучасних машин і механізмів, ознайомитись з класифікацією передач по їх основним ознакам. Вивчити основні правила побудови кінематичних схем.

##### 1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Поняття про механічний привод, призначення, область застосування.

1.2.2 Основні складові частини механічного приводу.

1.2.3 Роль і призначення передач в механічному приводі.

1.2.4 Загальна класифікація механічних передач.

1.2.5 Порівняльна характеристика механічних передач обертального руху.

1.2.6 Основні кінематичні та силові параметри приводів.

1.2.7 Коефіцієнт корисної дії механічної передачі, порівняльна характеристика ККД різних передач, загальний ККД приводу.

1.2.8 Співвідношення між потужністю, кутовою швидкістю (частотою обертання) і обертаючим моментом на валах приводу.

1.2.9 Передаточне відношення, діапазон значень передаточних відношень для різних типів механічних передач.

1.2.10 Призначення і основні принципи складання кінематичних схем механічних приводів.

### **1.3 Рекомендована література**

1 Решетов Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. - 4-е изд. перераб. и дополнен.- М.: Машиностроение,1989. – 496 с.

2 Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.:, Высшая школа, 1991. – 287 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- дати формулювання поняття "механічний привод"
- проставити позначення елементів на загальній структурній схемі механічного приводу;
- дати формулювання поняття "механічна передача";
- дати класифікацію основних видів механічних передач, що вивчаються у курсі “Деталі машин”;
- проставити зображення умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68;
- по опису конструктивних елементів передач виконати кінематичну схему приводу;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

## 2.2 Оснащення робочого місця

### 2.2.1 Методичні вказівки

### 2.2.2 Наочні стенди, навчальна та технічна література

## 2.3 Теоретичні відомості

**Механізмом** називають систему твердих тіл, призначену для перетворення руху одного або кількох тіл у необхідний рух інших тіл.

**Машиною** називають механізм або пристрій, що виконує механічний рух і застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної чи розумової праці людини і підвищення її продуктивності.

У загальному випадку в машині можна виділити три складові частини: двигун, передачу і виконавчий елемент (знаряддя).

**Механізми** – знаряддя виконують специфічні для даної машини функції, які обумовлені технологічним процесом по призначенню машини (ріжуть, пресують, транспортують, тощо). Двигун перетворює енергію (електричну, теплову, гідравлічну та ін.) в механічний рух і для досягнення необхідних на виконавчому елементі за умовами роботи силових і кінематичних параметрів застосовують передачі.

**Передача** – механізм, що служить для передачі механічної енергії на деяку відстань, як правило зі змінням силових та швидкісних параметрів, інколи з перетворенням видів і законів руху.

**Механічними передачами** називаються механізми, що передають енергію від двигуна до виконавчого органу машини, як правило, з перетворенням швидкостей, сил і моментів, а іноді характеру і закону руху. Вони призначені для узгодження виду, параметрів руху і розташування двигуна і виконавчого органу, коли швидкості руху робочих

органів машини відрізняються від швидкостей стандартних двигунів, тобто робочий орган вимагає крутний момент більший або менший, ніж на валу двигуна. В окремих випадках потрібно також змінити просторову орієнтацію елементів передачі.

Тобто *приводом машини* можна назвати сукупність двигуна і передачі, основне завдання якого одержання і передача до пристрою знаряддя певного виду механічного руху.

Механічна енергія, що приводить у рух машину, являє собою енергію обертального руху вала двигуна. У якості двигуна частіше усього використовують: електродвигун, двигун внутрішнього згорання, турбіну. Передачу механічної енергії від двигуна до виконавчого елемента машини здійснюють за допомогою різноманітних передавальних механізмів (надалі просто передач): зубчастих, черв'ячних, пасових, ланцюгових, фрикційних. Приклади виконавчих елементів машин: колеса автомобіля, шпindelь верстата, гвинт корабля.

Оптимальною була б машина без передачі. Прикладом може служити електрошпindelь: електродвигун, на вал якого встановлено шліфувальний круг - передавальний механізм відсутній. Відсутність передавального механізму обумовлено збігом необхідної при роботі частоти обертання шліфувального круга і частоти обертання вала електродвигуна. Проте такий збіг на практиці зустрічається рідко.

Для досягнення необхідних на виконавчому елементі за умовами роботи силових і кінематичних параметрів і застосовують передачі.

У залежності від принципу дії механічні передачі розділяють на:

- *передачі зачепленням* (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові);

- *передачі тертям* (фрикційні, пасові).

Передаючи механічну енергію передачі можуть одночасно виконувати одну чи кілька таких функцій:

а) *Зниження* (або ж підвищення) *частоти обертання* (кутової швидкості) від вала двигуна до вала виконавчого елемента (рисунок 1.1).

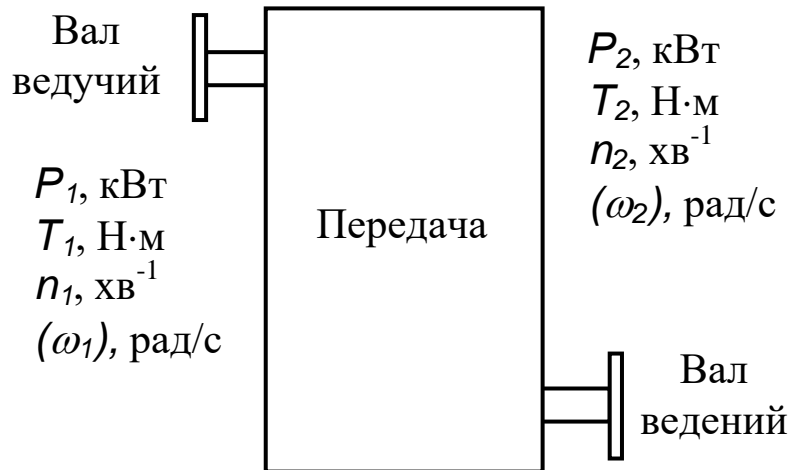


Рисунок 1.1 – Основні параметри передачі

**Редуктор** - передавальний механізм, службовець для зниження частоти обертання, збільшення крутного моменту, а іноді і просторової орієнтації елементів, виконаний у вигляді окремого агрегату. Він є проміжною ланкою між вхідним ланкою - двигуном і вихідним - виконавчим органом, яким може бути колесо, рука робота, гвинт, шнек і ін. Призначення редуктора - забезпечити узгодження параметрів (кінематичних, силових і геометричних) між двигуном і виконавчим органом. Редуктори широко застосовують в промисловості.

**Мультиплікатор** - механізм, що підвищує частоту обертання.

Основні параметри на ведучому і веденому валах: потужність ( $P_1$ ,  $P_2$ , кВт), обертаючий момент ( $T_1$ ,  $T_2$ , Н·м), а також частота обертання валів ( $n_1$ ,  $n_2$ , хв<sup>-1</sup>). Обертаючий момент  $T$ , Н·м на будь-якому валу можна обчислити по

потужності  $P$ , кВт, частоті обертання  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  або ж кутовій швидкості:

$$T = 9550 \cdot P / n; \quad T = P / \omega, \quad (1.1)$$

Як видно, зниження частоти обертання приводить до підвищення обертаючого моменту, а підвищення частоти обертання - до зниження моменту.

Важливою характеристикою механічної передачі є її *передаточне відношення*  $U$ , обумовлене як відношення частот обертання  $n_1$  ведучого і  $n_2$  веденого валів або (без урахування ковзання в контакт), або, дуже часто, як відношення діаметрів  $d_2$ , веденого і  $d_1$  ведучого елементів передачі:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}, \quad (1.2)$$

При цьому  $U > 1$ . Отже, частота обертання веденого вала менша частоти обертання ведучого вала в передаточне число разів:

$$n_2 = \frac{n_1}{U}, \quad (1.3)$$

б) *Зміна напрямку потоку потужності*. Прикладом може служити зубчаста передача заднього моста автомобіля. Вісь обертання вала двигуна більшості автомобілів складає з віссю обертання коліс кут  $90^\circ$ . Для передачі механічної енергії між валами з осями, що пересікаються застосовують конічну передачу, за допомогою якої крім зміни напрямку потоку потужності звичайно реалізують і зменшення частоти обертання с підвищенням моменту.

в) *Регулювання частоти обертання веденого вала*. Зі зміною частоти обертання змінюють і значення обертаючого

моменту: меншій частоті відповідає більший момент. Для регулювання частоти обертання веденого вала застосовують коробки передач і варіатори.

Коробки передач забезпечують ступінчасту зміну частоти обертання веденого вала в залежності від числа ступіней і включеній ступіні. Варіатори забезпечують безступінчасту в деякому діапазоні зміну частоти обертання веденого вала.

г) *Перетворення одного виду руху в інший* (обертального в поступальний, рівномірного в переривчастий і т.д.).

д) *Реверсування руху* (прямий й зворотний хід).

е) *Розподіл енергії двигуна між кількома виконавчими елементами машини.*

Слід зауважити, що не зважаючи на широке різноманіття існуючих на даний час передач, кількість їх основних типів, тих, що вивчаються у курсі “Деталі машин” досить невелика.

В загальній класифікації механічні передачі поділяють на передачі обертального і поступального руху.

Передачі обертального руху в свою чергу поділяють на: *зачепленням*, таких, що передають енергію за рахунок взаємного зачеплення зубів (зубчасті, зубчасто-гвинтові, черв’ячні, ланцюгові), передачі *тертям* – за рахунок зусиль тертя між поверхнями елементів передачі (фрикційні і пасові). Передачі ланцюгова і пасова утворюють окрему групу класифікації – передачі гнучким зв’язком.

Пасові передачі відносяться до передач із гнучким зв’язком і застосовуються при необхідності передачі руху на значну відстань (до 12...15 м). Їх використовують при потужності до кілька сот кіловат.

У них обертальний момент (рисунок 1.2) від ведучого валу передається за допомогою гнучкої стрічки 3 (паса), який охоплює шківів 1 і 2, що знаходяться на цих валах.

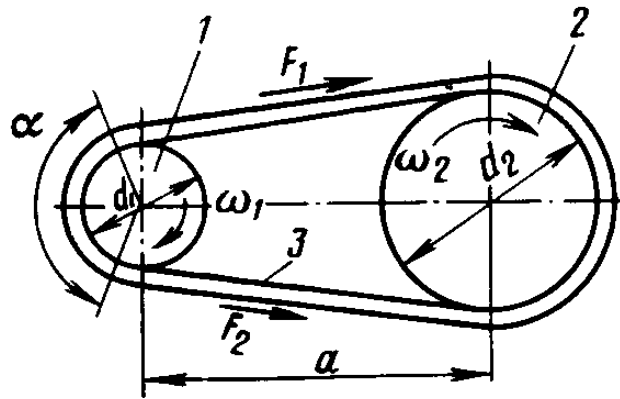


Рисунок 1.2 – Схема пасової передачі

Ланцюгові передачі служать для передачі руху між паралельними валами, розміщеними на значній відстані один від одного (до 8 м.). Їх використовують для потужності до 100 кВт. Обертальний момент у них від ведучого валу (рисунок 1.3) до веденого передається за допомогою безкінечного ланцюга 2, який проходить повз ведучу 1 і ведену 3 зірочки, які розміщені на цих валах. Окрім цих основних елементів більшість конструкцій ланцюгових передач мають натяжні та мастильні пристрої.

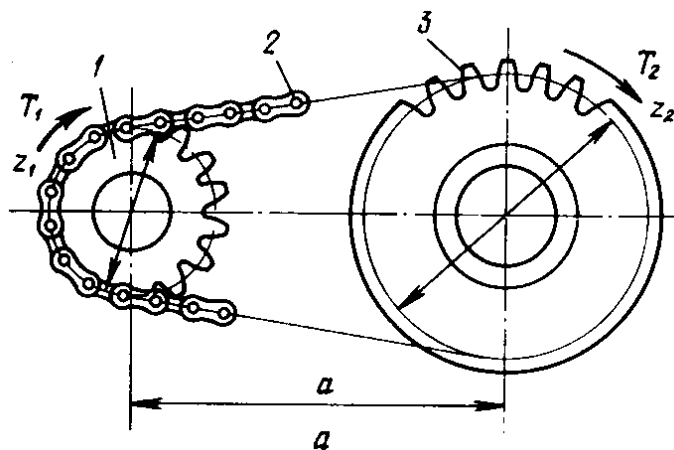


Рисунок 1.3 – Схема ланцюгової передачі

До передач поступального руху відносять гвинтові передачі (рисунок 1.4 а) та передачі зубчасте колесо – рейка (рисунок 1.4 б).

Гвинтова зубчаста передача — двобічна циліндрична зубчаста механічна передача між перехресними валами.

В цих передачах присуне значне ковзання при малій плямі контакту, що не дозволяє передавати значні навантаження. Тому здебільшого використовується в механічних приладах з малим навантаженням.

Зокрема, гвинтова зубчаста передача застосовується в безінерційних рибацьких катушках.

Для перетворення обертального руху в зворотно-поступальний застосовується зубчато-рейкова передача. Такі пристрої широко використовуються в рульовому управлінні легкових автомобілів.



а)



б)

Рисунок 1.4 – Передачі: а – гвинтова; б - рейкова

Вивчення основних закономірностей функціонування, розрахунку і проектування даних передач має дуже важливе значення і створює вагоме підґрунтя для опанування іншими видами передач.

## 2.4 Оснащення робочого місця

- макетні і натурні зразки механічних передач та їх елементів;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;

- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- ГОСТ 2.770-68 Умовні позначення кінематики в схемах
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

## **2.5 Інструкція з охорони праці**

### **2.5.1 Загальні вимоги**

До даної лабораторної роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки при проведенні лабораторних робіт на кафедрі “Деталі машин”, що й зареєстровано записом у відповідному журналі.

### **2.5.2 При підготовці до лабораторної роботи:**

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи, знати де у лабораторії знаходиться аптечка і засоби пожежогасіння;

- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

### **2.5.3 Під час виконання роботи:**

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби, по лабораторії;

- не застосовувати мірильний інструмент не за призначенням;

- при розбиранні натурних зразків слідкувати за тим, щоб їх складові частини і деталі акуратно розкладалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;

- при роботі з макетними і натурними зразками, додержуватись правила, щоб розбирання зразків і підрахунки проводила одна людина, при цьому потрібно пильно

слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.5.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- розташувати натурні та макетні зразки механічних передач, наочні посібники і інструмент на робочому місці у тому порядку, як вони були розміщені перед початком роботи;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.5.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

## **2.6 Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту**

2.6.1 При формулюванні понять “механічний привод” та “механічна передача” потрібно слідкувати за тим, щоб це формулювання повністю відображало б фізичну суть даного поняття, було точним, без лишніх слів і повторень.

2.6.2 При наведенні класифікації механічних передач слід приводити тільки ті передачі, які найбільш точно характеризують даний тип передач, по суті мають статус класичних передач і вивчаються у курсі “Деталі машин”.

2.6.3 Проставляти зображення умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68 потрібно у порядку груп умовних позначень, крім того слід вибирати такі позначення, що найбільш точно передають призначення і зовнішній вид того кінематичного елемента які описують.

2.6.4 Виконання кінематичної схеми приводу по опису, заданих викладачем конструктивних елементів передач механічного приводу слід проводити застосовуючи такі

прийоми і методи, які дають змогу найбільш точно і наглядно зобразити даний привод, показати його конструктивні і компоновальні особливості, положення його елементів у просторі.

2.6.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжності (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.6.6 Відповіді на контрольні запитання по темі роботи повинні відображати ступінь засвоєння учбового матеріалу, бути по суті запитання, точними і короткими.

2.6.7 Повністю заповнений і правильно оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується у формі співбесіди викладачем.

### **3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ**

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на спеціальному бланку розробленому кафедрою ТМКП ім. професора В.М. Найдиша і містить необхідні положення для виконання лабораторної роботи (форма звіту додається).

#### **Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного**

Кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування  
ім. професора В.М. Найдиша»

Звіт по лабораторній роботі № 1

з дисципліни «Технічна механіка»

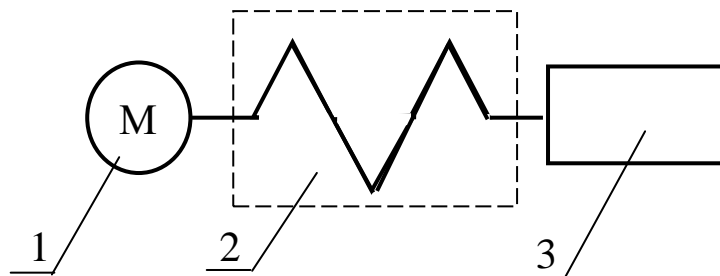
#### **«ВИВЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ, ВИЗНАЧЕННЯ ЇХ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ»**

**Мета роботи:** визначити місце, призначення і область застосування механічних передач в приводах машин і механізмів. Дати класифікацію найбільш поширених у

техніці передач. Закріпити знання та навички по правилам виконання схем і умовним графічним позначенням елементів кінематики в схемах. Скласти кінематичні схеми за їх текстовим описом.

1 Дати формулювання поняття "механічний привод"

2 Проставити позначення на загальній структурній схемі механічного приводу



- 1 - \_\_\_\_\_
- 2 - \_\_\_\_\_
- 3 - \_\_\_\_\_

3 Дати формулювання поняття "механічна передача"

---

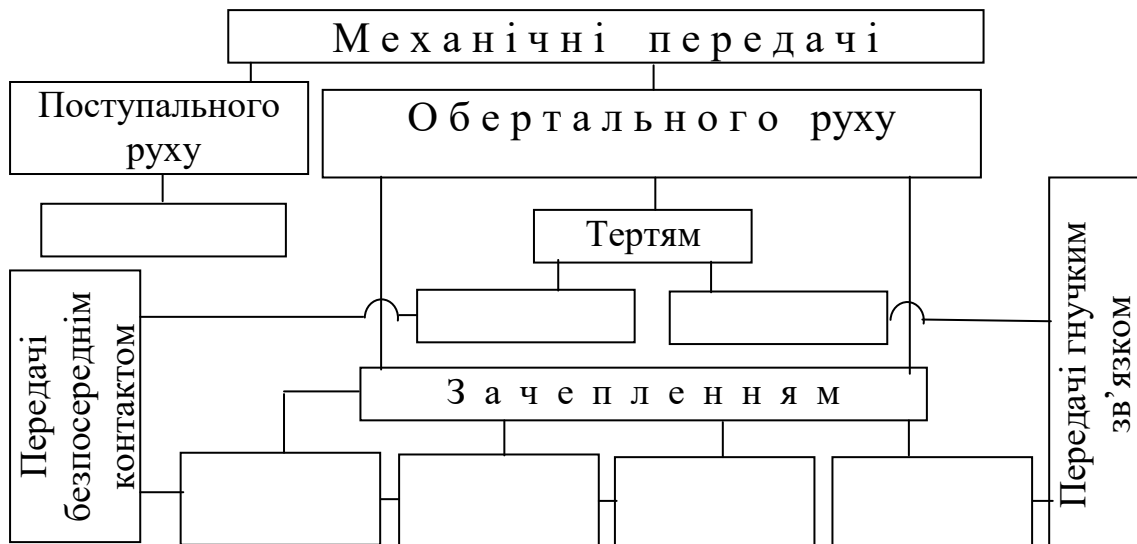


---



---

4 Доповнити класифікаційну схему механічних передач



5 Проставити зображення умовних позначень елементів кінематичних схем (ГОСТ 2.770-68)

Таблиця 1 – Умовні позначення елементів кінематики в схемах

Найменування елемента схеми		Зображення умовного позначення
1		2
Вал, валик, вісь, стержень, шатун, тощо		
Підшипник кочення і ковзання (без уточнення типу)	радіальний	
	упорний	
Підшипник ковзання	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	
Підшипник кочення	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	
Муфта (загальне позначення)		
Муфта нерозчіпна	а) глуха	
	б) пружна	
	в) компенсуюча	

Продовження таблиці 1

1		2
Фрикційна передача	а) з циліндричними роликами	
	б) з конічними роликами	
Пасова передача	а) без уточнення типу паса)	
	б) плоским пасом	
	в) клиновим пасом	
	г) круглим пасом	
	д) зубчастим пасом	
Ланцюгова передача	а) без уточнення типу	
	б) ланцюг з круглою ланкою	
	в) ланцюг пластинчастий	
	г) ланцюг зубчастий	
Зубчаста циліндрична передача	а) без уточнення типу зубів	
	б) прямозуба	
	в) косозуба	
	г) шевронна	
Зубчаста конічна передача	а) без уточнення типу зубів	
	б) прямозуба	
	зі спіральним зубом	
	в) з круговим зубом	
Черв'ячна передача	а) з циліндричним черв'яком	
	б) з глобоїдним черв'яком	

6 Виконати кінематичну схему приводу, який складається зі слідуючих передач: \_\_\_\_\_

#### 7 Контрольні запитання

7.1 Перерахуйте механічні передачі, які вивчаються у курсі "Деталі машин" \_\_\_\_\_

7.2 В яких випадках найчастіше застосовують передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові)? \_\_\_\_\_

7.3 З якою метою виконується кінематична схема приводу? \_\_\_\_\_

Роботу виконав \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) (П.І.Б. студента)

Відмітка про залік \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) (П.І.Б. викладача)

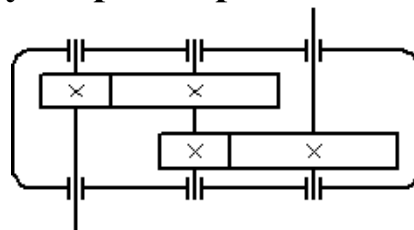
#### 4 Критерії оцінювання лабораторної роботи

Максимальна оцінка складає 10 балів. Оцінювання здійснюється шляхом тестування (письмового або за допомогою ПЕОМ) у відсотках від кількості вірних відповідей. Мінімальна сприйнятлива кількість вірних відповідей складає 60% тобто 6 балів.

#### Тести до теми «Вивчення механічних приводів, визначення їх основних параметрів»

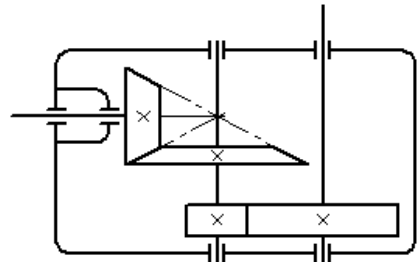
1 Кінематична схема якого редуктора зображена на рисунку?

- а) циліндричного двохступінчастого
- б) конічно-циліндричного
- в) черв'ячно-циліндричного
- г) циліндрично-черв'ячного



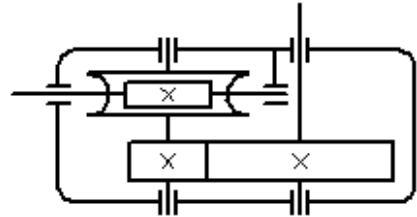
**2 Кінематична схема якого редуктора зображена на рисунку?**

- а) циліндричного двохступінчастого
- б) конічно-циліндричного
- в) черв'ячно-циліндричного
- г) циліндрично-черв'ячного



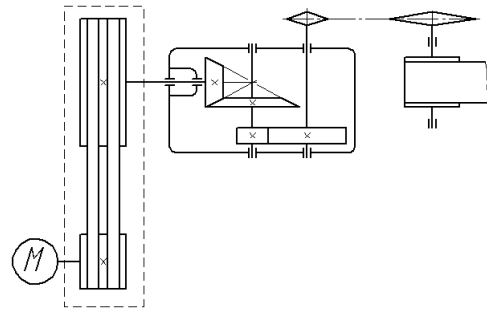
**3 Кінематична схема якого редуктора зображена на рисунку?**

- а) циліндричного двохступінчастого
- б) конічно-циліндричного
- в) черв'ячно-циліндричного
- г) циліндрично-черв'ячного



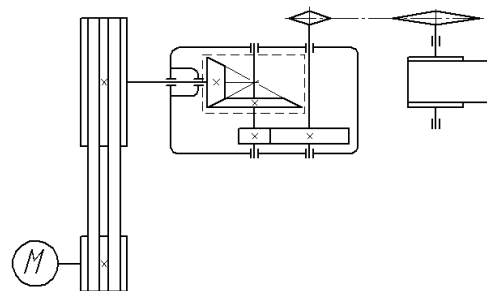
**4 Яку передачу обведено рамкою?**

- а) пасову
- б) зубчасту конічну
- в) зубчасту циліндричну
- г) ланцюгову



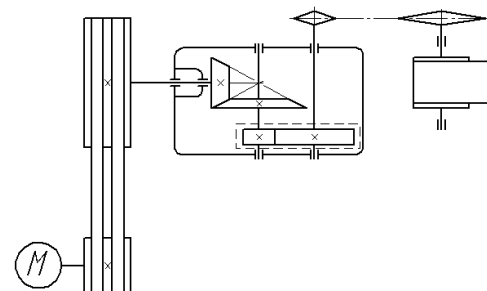
**5 Яку передачу обведено рамкою?**

- а) пасову
- б) зубчасту конічну
- в) зубчасту циліндричну
- г) ланцюгову



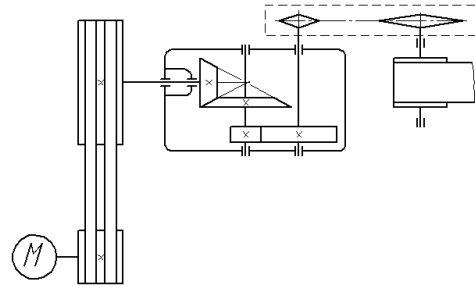
**6 Яку передачу обведено рамкою?**

- а) пасову
- б) зубчасту конічну
- в) зубчасту циліндричну
- г) ланцюгову



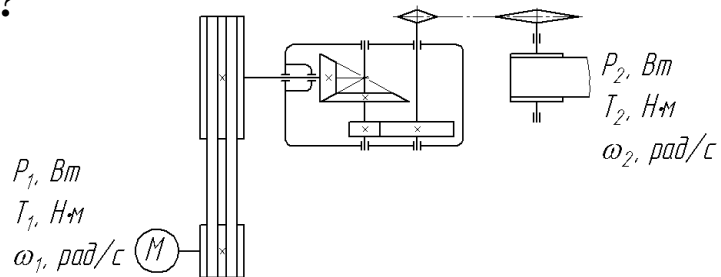
**7 Яку передачу обведено рамкою?**

- а) пасову
- б) зубчасту конічну
- в) зубчасту циліндричну
- г) ланцюгову



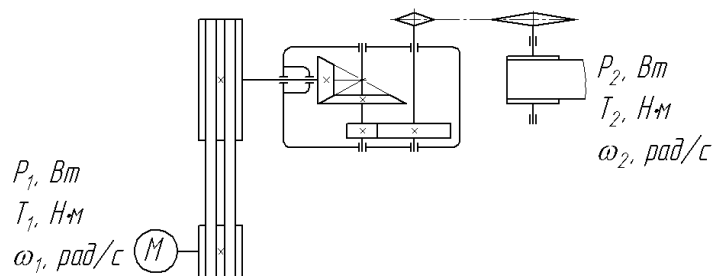
**8 Яке співвідношення між потужностями двигуна  $P_1$  і робочого органу  $P_2$ ?**

- а)  $P_1 > P_2$
- б)  $P_1 < P_2$
- в)  $P_1 = P_2$



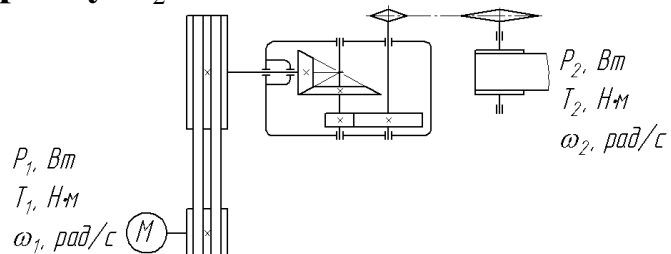
**9 Яке співвідношення між обертаючими моментами двигуна  $T_1$  і робочого органу  $T_2$ ?**

- а)  $T_1 > T_2$
- б)  $T_1 < T_2$
- в)  $T_1 = T_2$



**10 Яке співвідношення між кутовими швидкостями двигуна  $\omega_1$  і робочого органу  $\omega_2$ ?**

- а)  $\omega_1 > \omega_2$
- б)  $\omega_1 < \omega_2$
- в)  $\omega_1 = \omega_2$



**11 Як можна визначити обертаючий момент на валу  $T$ , знаючи потужність  $P$  і кутову швидкість  $\omega$  на цьому валу?**

- а)  $T = \frac{P}{\omega}$

б)  $T = P \cdot \omega$

в)  $T = \frac{\omega}{P}$

г)  $T = \pi \cdot P \cdot \omega$

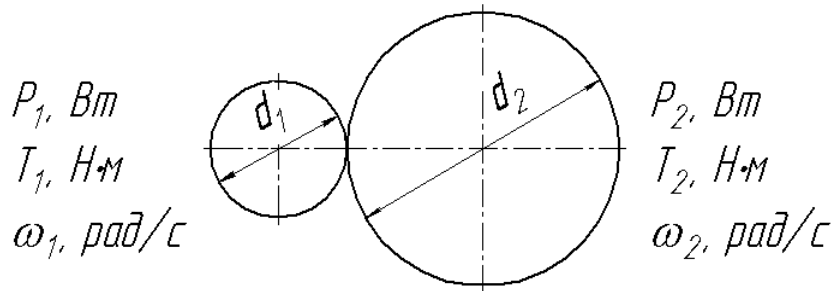
**12** За якою формулою можна визначити передаточне число передачі  $u$ ?

а)  $u = \frac{d_2}{d_1}$

б)  $u = \frac{d_1}{d_2}$

в)  $u = d_1 \cdot d_2$

г)  $u = 0,5 \cdot d_1 \cdot d_2$



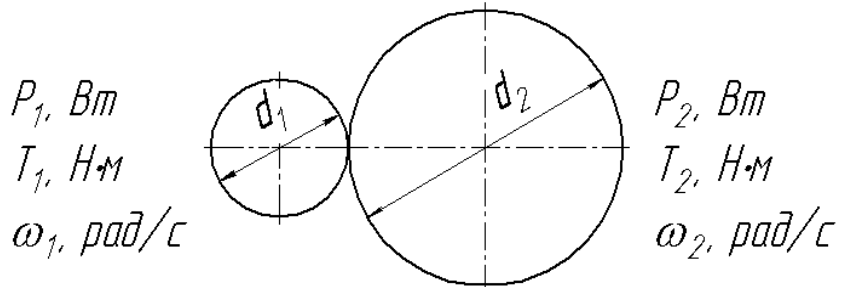
**13** За якою формулою можна визначити передаточне число передачі  $u$ ?

а)  $u = \frac{\omega_2}{\omega_1}$

б)  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

в)  $u = \omega_1 \cdot \omega_2$

г)  $u = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot \omega_2$



**014** Як можна визначити потужність на веденому валу  $P_2$ , знаючи потужність на ведучому валу  $P_1$  і коефіцієнт корисної дії  $\eta$ ?

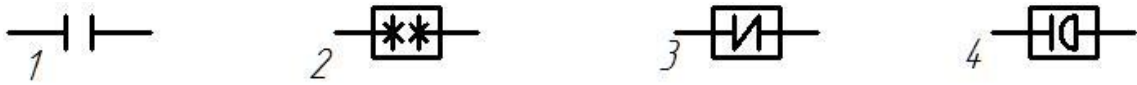
а)  $P_2 = P_1 \cdot \eta$

б)  $P_2 = \frac{P_1}{\eta}$

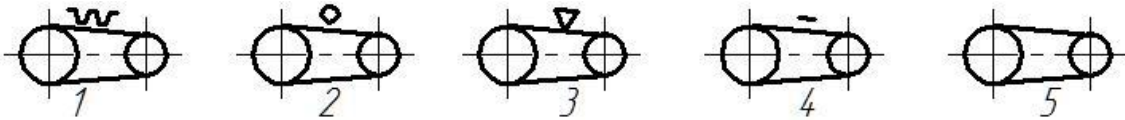
в)  $P_2 = P_1 - P_1 \cdot \eta$

г)  $P_2 = P_1 + P_1 \cdot \eta$

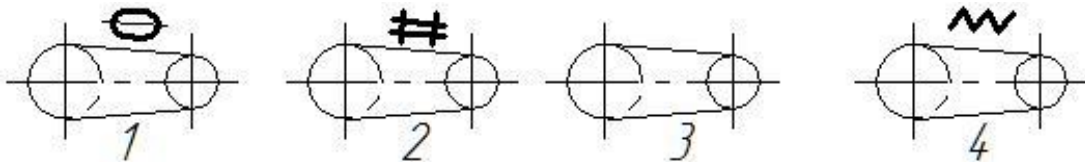
015 На якому з рисунків зображено загальне позначення муфти?



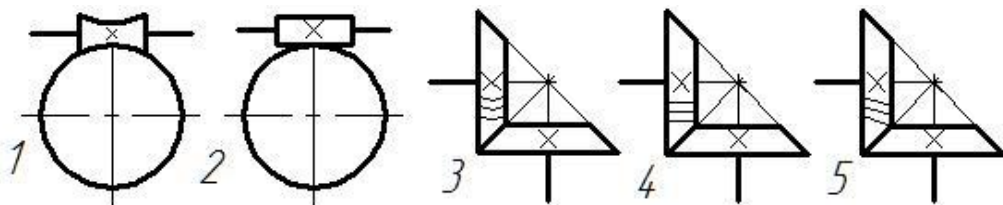
16 На якому з рисунків зображено загальне позначення пасової передачі?



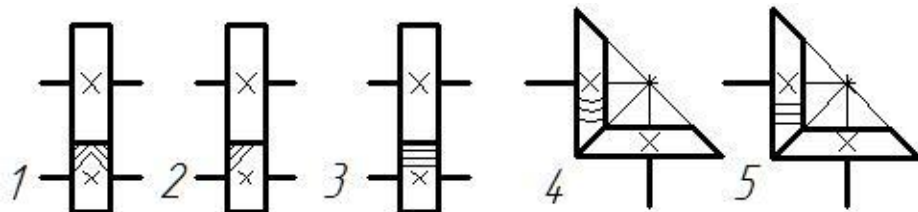
17 На якому з рисунків зображено загальне позначення ланцюгової передачі?



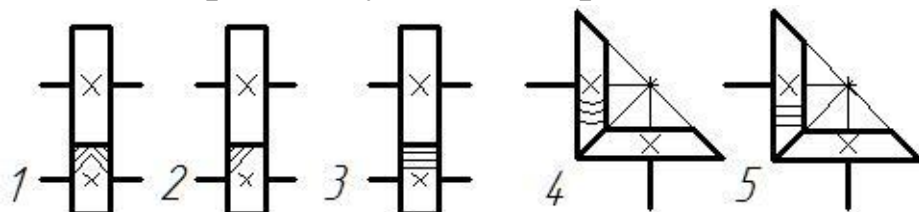
18 На якому з рисунків зображено позначення прямозубої конічної зубчастої передачі?



19 На якому з рисунків зображено позначення прямозубої циліндричної зубчастої передачі?



020 На якому з рисунків зображено позначення косозубої циліндричної зубчастої передачі?



## Лабораторна робота №2

# ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОХСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

## Методичні вказівки до лабораторної роботи №2

**МЕТА РОБОТИ:** вивчити основні конструкції циліндричних зубчастих редукторів, з'ясувати порядок складання, розбирання та регулювання їх вузлів. Скласти кінематичну схему редуктора та схему евольвентного зубчастого зачеплення, на яких показати основні параметри редуктора і зачеплення. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику циліндричних зачеплень.

### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування циліндричних зубчастих передач, ознайомитись з класифікацією циліндричних редукторів по розташуванню осей валів та розміщенню зубчастих коліс на валах, вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів зубчастих циліндричних передач.

#### 1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Поняття про евольвенту, геометричний спосіб одержання даної кривої, її застосування в зубчастих передачах.

1.2.2 Місце і основне призначення циліндричних передач.

1.2.3 Передаточне число зубчастої пари, визначення загального передаточного числа для двох, трьох пар послідовних зачеплень.

1.2.4 Ведуче і ведене зубчасте колесо, терміни “шестерня” і “колесо”, їх застосування і позначення.

1.2.5 Точність зубчатих зачеплень, втрати потужності в передачі, поняття ККД передачі.

1.2.6 Поняття про перекриття зубів, коефіцієнти перекриття.

1.2.7 Прямозубі, косозубі і шевронні циліндричні передачі, їх взаємна оцінка, переважне застосування.

1.2.8 Боковий і радіальний зазори у зачепленні, обґрунтування необхідності в цих зазорах.

1.2.9 Кріплення циліндричних зубчастих коліс на валах, випадки необхідності застосування вала-шестерні.

1.2.10 Матеріали і способи одержання заготовок для зубчастих коліс, способи нарізання зубів, фінішні операції.

### **1.3 Рекомендована література**

1 Решетов Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. - 4-е изд. перераб. и дополнен.- М.: Машиностроение,1989. – 496 с.

2 Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1991. – 287 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- дати опис конструкції редуктора;
- скласти кінематичну схему редуктора;
- зобразити схему зачеплення зубчастих коліс і вказати на ній основні геометричні параметри зачеплення;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач циліндричного редуктора і заповнити таблицю основних параметрів редуктора;
- зробити висновки по роботі;

- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

## **2.2 Оснащення робочого місця**

### 2.2.1 Методичні вказівки

### 2.2.2 Наочні стенди, навчальна та технічна література

## **2.3 Теоретичні відомості**

В машинобудуванні зубчасті передачі мають широке використання в різних механізмах (коробках передач верстатів, автомобілів, механізмах точного переміщення, ділильних головках тощо).

Зубчасті редуктори – механізми, які складаються з однієї або більшого числа пар зубчастих зачеплень та призначені для пониження кутових швидкостей (частот обертання) і одночасного збільшення обертаючих моментів на веденому валу по відношенню до ведучого вала. Як правило, зубчасті редуктори виконуються у виді окремих агрегатів, які виготовлюються централізовано і мають досить високий ступінь стандартизації та уніфікації.

Редуктор складається з системи зубчастих коліс. Він має литий або зварений корпус, в якому розміщені циліндричні шестерні. Шестерні забезпечені валами, встановленими на підшипниках. Змазування шестерень здійснюється маслом, залитим в корпус до потрібного рівня.

Циліндричні редуктори використовуються для передавання обертального руху між паралельними або співвісними валами за допомогою циліндричних зубчастих передач. Вони мають високий ККД (0,94...0,98 на один ступінь) і великий ресурс роботи (36000...50000 год). Можуть використовуватись у швидкохідних машинах (частота обертання вхідного вала  $60 \text{ с}^{-1}$  а у спеціальних редукторів до  $200 \text{ с}^{-1}$ ).

Редуктори цього типу мають відносно низьку вартість виготовлення і досить високий ККД

Недоліки цих редукторів: підвищені вібрації, що знижуються використанням косозубих та шевронних передач, великі габарити при великих передатних відношеннях.

Основна силова характеристика редуктора це потужність, що передається (обертаючий момент) на веденому валу. Основна кінематична характеристика - передаточне число. Для досягнення різноманітних значень передаточних чисел промисловість випускає одно, двох і трьохступінчасті редуктори. Діапазон рекомендованих передаточних чисел одноступінчастого редуктора складає від 2 до 6,3 (8), двохступінчастого 8...40, трьохступінчастого 31,5...180 і більше.

В залежності від величини, умов і режимів навантаження, жорсткості валів, виду термообробки зубів коліс використовуються розгорнуті, роздвоєні або співвісні схеми взаємного розташування зубчастих коліс і опор редуктора. Кінематичні схеми найбільш розповсюджених редукторів представлено на рисунку 2.1.

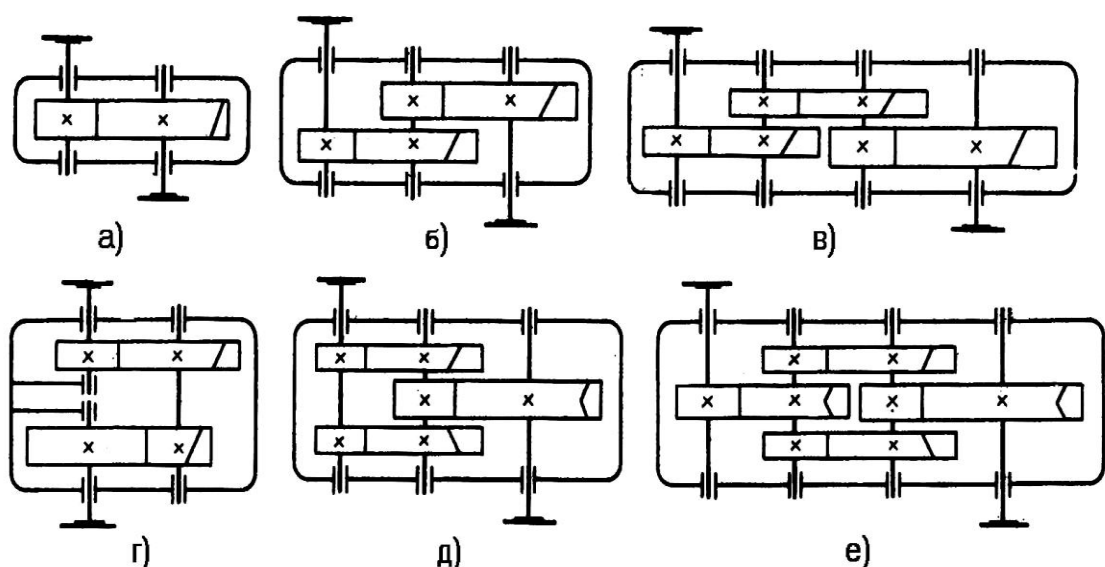


Рисунок 2.1 – Кінематичні схеми найбільш розповсюджених циліндричних редукторів

Слід відмітити, що серед них, завдяки своїй простоті і компактності (найменший габарит по ширині), найбільш поширені двохступінчасті редуктори з розгорнутою схемою. Саме тому подібні редуктори розглядаються у даній роботі. Ступені у двохступінчастих циліндричних редукторах поділяють на швидкохідну і тихохідну, вали іменують як ведучий (швидкохідний), проміжний і ведений (тихохідний). У зв'язку з тим, що вали редуктора розраховані на передачу різних значень обертаючого моменту, то їх легко відрізнити по діаметрах.

В зачепленні двох зубчастих коліс менше із коліс називають шестернею, а більше – зубчастим колесом. Шестерня (gear) – це зубчасте колесо з меншим числом зубців. У випадку, коли число зубців одного колеса дорівнює числу зубців другого (передаточне відношення  $U=1$ ) шестернею називають ведуче (driving) колесо, а колесом – ведене (driven). Ведучим називають колесо, яке отримує обертальний рух, наприклад від двигуна, а веденим є колесо, якому рух надає шестерня (парне зубчасте колесо).

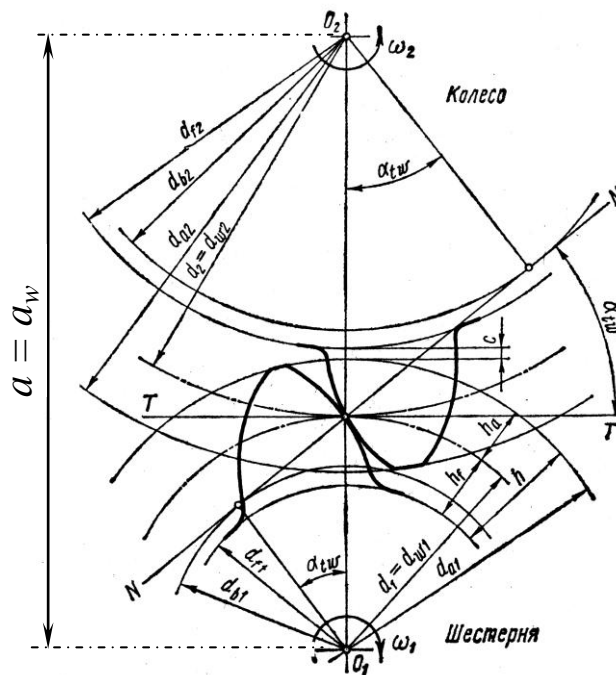


Рисунок – 2.2 Схема зачеплення

При визначенні геометричних параметрів зубчастих зачеплень прийнято позначати параметри, що відносяться до шестерні індексом “1”, а до колеса індексом “2”.

Для діаметрів кіл стандартом встановлені позначення: ділильний діаметр (кола, яке ділить зуб на головку і ніжку) -  $d$ , діаметр початкового кола (кола, які перекочуються одно по одному без ковзання) -  $d_w$ , діаметр основних кіл (кола, які утворюють евольвенти зубів) -  $d_b$ , діаметри кіл западин і кіл виступів відповідно  $d_f$  і  $d_a$ .

Для не коригованих зубчастих зачеплень початкові та ділильні кола коліс співпадають.

Міжосьова відстань зубчастої пари являє собою суму початкових (ділильних) радіусів і, як правило, повинна відповідати стандартному значенню.

Відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубів по дузі кола називають коловим (торцевим) кроком зубів. Для косозубих і шевронних зубів крім колового розрізняють нормальний крок зубів – найкоротшу відстань між зубами.

Лінійна величина, що в  $\pi$  разів менша за коловий крок (по ділильному колу) називається коловим (торцевим) модулем зачеплення, а лінійна величина, що в  $\pi$  разів менша за нормальний крок – нормальним модулем. Тобто

$$m_t = p_t / \pi \quad \text{і} \quad m_n = p_n / \pi; \quad m_n / m_t = \cos \beta, \quad (2.1)$$

де  $\beta$  - кут нахилу зубів

Модуль – основна характеристика розмірів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс ( $\beta = 0$ ) значення колового і нормального модулів співпадають і модуль позначається літерою  $m$ .

Модулі евольвентних зубчастих зачеплень стандартизовано, причому для косозубих і шевронних коліс по стандарту вибирають значення тільки нормального модуля, а величина колового модуля залежить тільки від кута нахилу зуба. Для косозубих коліс кут нахилу зуба рекомендують приймати в межах  $8...22^\circ$ , для роздвоєних схем і шевронних зачеплень він може бути  $30^\circ$  і більшим.

Початкові діаметри (pitch diameter)  $d_{w1}$  та  $d_{w2}$  спряженої пари зубчастих коліс – це діаметри поверхонь зубчастих коліс, що котяться без ковзання одна по іншій. Ділильні діаметри  $d_1$  та  $d_2$  ділять зубці коліс на дві частини – головки та ніжки. Головка (addendum) зуба  $h_a$  – це частина висоти зуба, що виступає над ділильним діаметром. Ніжка (dedendum) зуба  $h_f$  – це частина висоти зуба, що знаходиться під ділильним діаметром. Висота (tooth) зуба  $h$  – це радіальна висота між колами виступів та западин зубців. Діаметр вершин зубців  $d_a$  – обмежує вершини зубців. Діаметр западин зубців  $d_f$  – проходить через основу западин зубців. Міжосьова відстань  $a_w$  – відстань між осями валів (центрами обертання коліс), на які насаджені зубчасті колеса, що знаходяться в зачепленні:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) \quad (2.2)$$

де  $d_{w1}$  – початковий діаметр шестерні;

$d_{w2}$  – ділильний діаметр (reference diameter) зубчастого колеса

Висота головки і ніжки зуба приймається в залежності від модуля зачеплення  $h_a = m$ ,  $h_f = 1,25 \cdot m$ , тобто між вершиною зуба одного зубчастого колеса і западиною другого існує зазор  $c = 0,25 \cdot m$ .

Важливим параметром зубчастих коліс є ширина зубчастого вінця  $b$ , для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини колеса:

$$\psi_{ba} = b/a_w; \quad \psi_{bd} = b/d_1; \quad \psi_{bm} = b/m, \quad (2.3)$$

Перші два коефіцієнти ширини пов'язані між собою вираженням:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (U \pm 1), \quad (2.4)$$

Слід також відмітити що коефіцієнт  $\psi_{ba}$  приймається по стандарту.

## **2.4 Оснащення робочого місця**

- редуктор циліндричний двохступінчастий;
- ключі гайкові;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

## **2.5 Інструкція з охорони праці**

### **2.5.1 Загальні вимоги**

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

### **2.5.2 При підготовці до лабораторної роботи:**

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

### **2.5.3 Під час виконання роботи:**

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;

- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби, по лабораторії;

- не застосовувати мірильний інструмент не за призначенням;

- при розбиранні редуктора слідкувати за тим, щоб від'єднанні його складові частини і деталі акуратно розкладалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;

- при підрахунку числа зубів зубчастих коліс обертання колеса проводити за його вінець, а не за вал, не дозволяється прокручування передач редуктора прикладанням зусилля до веденого вала;

- під час регулювання та складання редуктора пильно слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.5.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- повністю скласти редуктор;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.5.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

## **2.6 Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту**

2.6.1 При описі конструкції редуктора, порядку його розбирання, складання і регулювання слід звернути увагу на такі моменти:

- матеріал і спосіб одержання заготовок корпусних деталей;

- особливості конструктивних форм корпусних деталей, кількість, розміри і розташування приливів, ребер жорсткості, тощо;

- спосіб кріплення кришки до корпусу, корпусу до рами;

- пристрої для підйому і транспортування редуктора;

- методи і порядок механічної обробки привалочних площин;

- обробка циліндричних поверхонь посадочних місць під підшипники, забезпечення точності взаємного розташування корпусних деталей за допомогою штифтів;

- методи ущільнення привалочної площини корпусу і кришки;

- вид кришок підшипників, їх кріплення і ущільнення;

- вид зубів зачеплень (прямозубі, косозубі, шевронні), для косозубих коліс визначити напрямок зубів для шестерні і колеса пари;

- розташування і способи кріплення зубчастих коліс на валах, раціональність застосування валів-шестерень;

- форма вихідних кінців ведучого і веденого валів;

- тип підшипників кочення, їх розташування і кріплення на валах, в корпусі, спосіб регулювання;

- спосіб змащування зубчастих зачеплень і підшипників, рівень мастила, його контроль, розташування заливних горловин і зливних пробок, вентиляція картера, ущільнення вихідних кінців валів;

- методи перевірок бічного зазору у зачепленнях, плями контакту зубів, компенсація можливих осьових неточностей при монтажі валів, забезпечення повноти лінії контакту по довжині зуба.

2.6.2 При складанні кінематичної схеми редуктора бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити специфіку редуктора, що описується.

2.6.3 На схемі циліндричного зубчастого зачеплення слід проставити мінімально необхідне, але достатнє для повної геометричної характеристики зачеплення число розмірів і позначень параметрів.

2.6.4 В процесі заповнення таблиці геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач редуктора (таблиця 1 звіту) варто дотримуватись такої методики:

- тип зубчастої передачі кожної ступіні редуктора характеризувати по виду зубів (прямозуба, косозуба, шевронна) для косозубих передач необхідно вяснити напрямок зубів (лівий або правий) для шестерні і колеса;

- передаточне число кожної ступіні визначене діленням числа зубів колеса на число зубів шестерні бажано звірити зі стандартним значенням (додаток А даних вказівок);

- заміряну міжосьову відстань звірити зі стандартним значенням (додаток А) і прийняти міжосьову відстань рівною стандартній;

- розрахункове значення торцевого (колового) модуля слід вчислити з точністю до четвертого знаку після коми; нормальний модуль приймається по стандарту як найближче менше значення відносно значення торцевого;

- кут нахилу зуба, точне значення якого дуже важливе при настроюванні зуборізального обладнання, визначається звичайно з точністю до кутової секунди;

- коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса, який визначається діленням ширини колеса на міжосьову відстань слід порівняти зі стандартним значенням (додаток А);

- при визначенні концентричних кіл треба враховувати, що в формулу ділильного діаметра підставляють значення торцевого (колового) модуля, в формули діаметрів западин і виступів – значення нормального (стандартного) модуля.

2.6.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжності (якщо вони виявлені) розрахункових і експериментальних значень.

2.6.6 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті, точними і короткими.

2.6.7 Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

### **3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ**

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на спеціальному бланку розробленому кафедрою ТМКП ім. професора В.М. Найдиша і містить необхідні положення для виконання лабораторної роботи (форма звіту додається).

#### **Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного**

Кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування  
ім. професора В.М. Найдиша»

Звіт по лабораторній роботі № 2  
з дисципліни «Технічна механіка»

#### **«ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОХСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ»**

**Мета роботи:** вивчити основні конструкції циліндричних редукторів, з'ясувати порядок збирання, розбирання та регулювання їх вузлів. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику зубчастих зачеплень. Скласти кінематичну схему редуктора і схему зачеплення зубчастих коліс, на яких показати результати замірів та розрахунків.

1 Дати опис конструкції редуктора, порядок збирання, розбирання та регулювання

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

Рисунок 1 – Кінематична схема редуктора

Рисунок 2 – Схема зачеплення зубчастих коліс

Таблиця 1 – Геометричні та кінематичні параметри зубчастих передач

Параметр		Спосіб визначення, формула параметра	Значення параметра по ступінням редуктора:	
			швидкохідній	тихохідній
Тип передачі		візуально		
Число зубів	шестерні	підрахунок	$Z_{1Ш} =$	$Z_{1Т} =$
	- колеса		$Z_{2Ш} =$	$Z_{2Т} =$
Передаточне число	-по ступінням	$u = \frac{Z_2}{Z_1}$	$u_{Ш} =$	$u_{Т} =$
	- загальне редуктора	$u_P = u_{Ш} \cdot u_{Т}$	$u_P =$	
Міжосьова відстань, мм		замір	$a_{wШ} =$	$a_{wТ} =$
Торцевий модуль, мм		$m_t = \frac{2 \cdot a_w}{z_1 + z_2}$	$m_{tШ} =$	$m_{tТ} =$
Нормальний модуль, мм		Приймається по ДСТУ	$m_{nШ} =$	$m_{nТ} =$
Напрямок зуба	- шестерні	візуально		
	- колеса			
Кут нахилу зуба, град, хв, с		$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{m_t}\right)$	$\beta_{Ш} =$	$\beta_{Т} =$
Ширина колеса, мм		замір	$b_{2Ш} =$	$b_{2Т} =$
Коефіцієнт ширини колеса		$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$	$\psi_{baШ} =$	$\psi_{baТ} =$
Ділильний діаметр, мм	-шестерні	$d = m_t \cdot z$	$d_{1Ш} =$	$d_{1Т} =$
	- колеса		$d_{2Ш} =$	$d_{2Т} =$
Діаметр виступів, мм	-шестерні	$d_a = d + 2 \cdot m_n$	$d_{a1Ш} =$	$d_{a1Т} =$
	- колеса		$d_{a2Ш} =$	$d_{a2Т} =$
Діаметр западин, мм	-шестерні	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f1Ш} =$	$d_{f1Т} =$
	- колеса		$d_{f2Ш} =$	$d_{f2Т} =$

Висновки по роботі (аналіз причин розбіжності  
розрахункових та експериментальних значень

## 2 Контрольні запитання

2.1 У чому різниця між редуктором і мультиплікатором ?

---

---

2.1 Що таке крок зачеплення та модуль зачеплення ?

---

---

---

2.3 У чому різниця між початковим та ділильним  
колом ?

---

---

---

2.4 З якою метою кут нахилу зуба виконують з  
точністю до кутової секунди ? \_\_\_\_\_

---

---

2.5 Що характеризує передаточне число зубчастої  
передачі ?

---

---

---

Роботу виконав \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
( підпис ) ( П.І.Б. студента )

Відмітка про залік \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
( підпис ) ( П.І.Б. викладача )

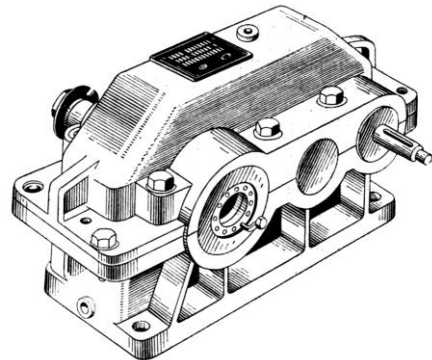
#### 4 Критерії оцінювання лабораторної роботи

Максимальна оцінка складає 10 балів. Оцінювання здійснюється шляхом тестування (письмового або за допомогою ПЕОМ) у відсотках від кількості вірних відповідей. Мінімальна сприйнятлива кількість вірних відповідей складає 60% тобто 6 балів.

#### Тести до теми «Вивчення конструкцій циліндричних двохступінчастих редукторів»

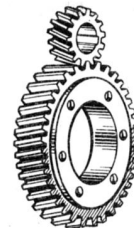
**1 Редуктор – це механізм, що виконано у виді окремого агрегату і призначено для ...**

- а) ...зниження кутової швидкості та збільшення обертаючого моменту
- б) ...зниження обертаючого моменту та збільшення кутової швидкості
- в) ...збільшення обертаючого моменту та потужності
- г) збільшення обертаючого моменту та потужності



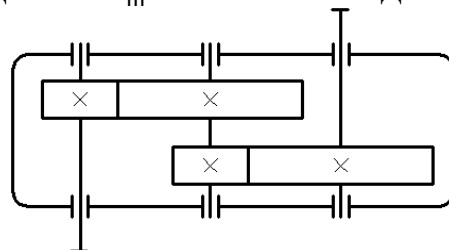
**2 Яке зубчасте колесо з пари зубчастого зачеплення прийнято називати терміном шестерня?**

- а) менше по діаметру
- б) більше по діаметру
- в) завжди ведуче
- г) завжди ведене



**3 Як визначити загальне передаточне число двохступінчатого циліндричного редуктора  $u_{\text{заг}}$ , знаючи передаточне число швидкохідної  $u_{\text{ш}}$  та тихохідної  $u_{\text{т}}$  ступіней?**

- а)  $u_{\text{заг}} = u_{\text{ш}} \cdot u_{\text{т}}$
- б)  $u_{\text{заг}} = u_{\text{ш}} - u_{\text{т}}$



в)  $u_{\text{заг}} = u_{\text{ш}} + u_{\text{т}}$

г)  $u_{\text{заг}} = \frac{u_{\text{ш}} + u_{\text{т}}}{2}$

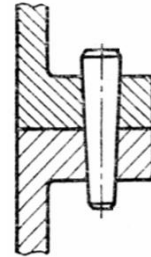
**4 Для яких цілей служать штифти між корпусом і кришкою редуктора?**

а) щоб забезпечити точне положення кришки відносно корпусу

б) щоб забезпечити герметичність редуктора

в) щоб збільшити жорсткість корпусу

г) щоб полегшити процес розбирання редуктора



**5 Вкажіть формулу для визначення модуля зубчастого зачеплення  $m$ , якщо відомий крок по дузі ділильного кола колеса  $p$ .**

а)  $m = \frac{p}{\pi}$

б)  $m = \frac{\pi}{p}$

в)  $m = \pi \cdot p$

г)  $m = \pi \cdot p^2$

**6 Чому, як правило, косозуба шестерня виконується з лівим, а колесо з правим напрямком зуба?**

а) для забезпечення технологічності виготовлення

б) для забезпечення більшої жорсткості

в) для забезпечення більшої міцності

г) для забезпечення кращого контакту зубів



**7 Який напрямок зуба повинне мати циліндричне косозубе зубчасте колесо для зачеплення з колесом, що має лівий напрямок зуба?**

а) правий

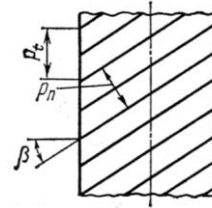
б) лівий

в) шевроний

г) не має значення

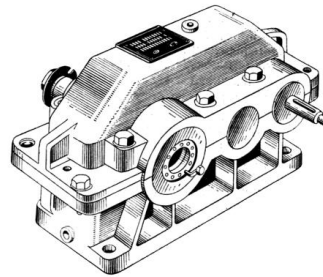
**8** Яке співвідношення між торцевим  $m_t$  і нормальним  $m_n$  модулем справедливе для косозубого циліндричного колеса?

- а)  $m_t > m_n$
- б)  $m_t < m_n$
- в)  $m_t = m_n$



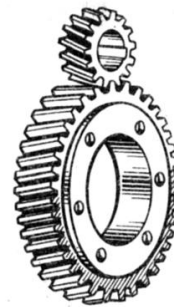
**9** Який із валів двохступінчастого зубчастого циліндричного редуктора має найменший діаметр?

- а) ведучий
- б) проміжний
- в) ведений
- г) всі однакові



**10** Як можна визначити передаточне число  $u$ , якщо відомо число зубів шестерні  $z_1$  та число зубів колеса  $z_2$  ?

- а)  $u = \frac{z_2}{z_1}$
- б)  $u = \frac{z_1}{z_2}$
- в)  $u = z_1 + z_2$
- г)  $u = z_2 - z_1$

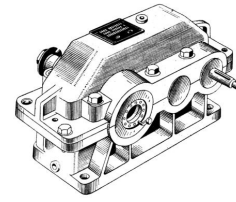


**11** Який із модулів торцевий  $m_t$  або нормальний  $m_n$  косозубого циліндричного колеса повинний відповідати держстандарту?

- а)  $m_n$
- б)  $m_t$
- в) обидва відповідають
- г) обидва не відповідають

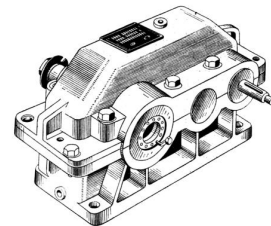
**12 Який вал циліндричного двохступінчастого редуктора передає найбільший обертаючий момент?**

- а) ведений
- б) ведучий
- в) проміжний
- г) всі передають однаковий



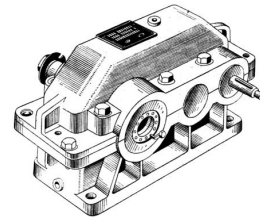
**13 Який вал циліндричного двохступінчастого редуктора передає найменший обертаючий момент?**

- а) ведений
- б) ведучий
- в) проміжний
- г) всі передають однаковий



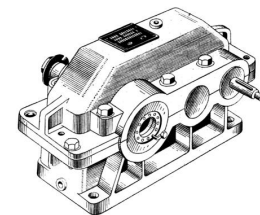
**14 Який вал циліндричного двохступінчастого редуктора має найбільшу кутову швидкість?**

- а) ведений
- б) ведучий
- в) проміжний
- г) всі передають однакову



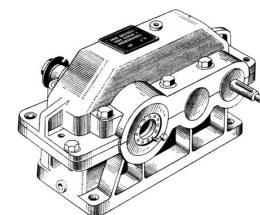
**15 Який вал циліндричного двохступінчастого редуктора має найменшу кутову швидкість?**

- а) ведений
- б) ведучий
- в) проміжний
- г) всі передають однакову



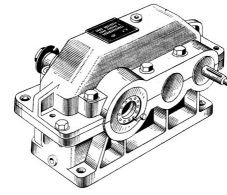
**16 На якому валу циліндричного двохступінчастого редуктора потужність найбільша?**

- а) ведений
- б) ведучий
- в) проміжний
- г) всі передають однакову



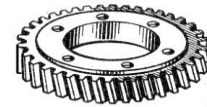
**17 На якому валу циліндричного двохступінчастого редуктора потужність найменша?**

- а) ведений
- б) ведучий
- в) проміжний
- г) всі передають однакову



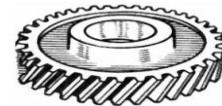
**18 Який напрямок зуба має зубчасте колесо, що зображене на рисунку?**

- а) правий
- б) лівий



**19 Який напрямок зуба має зубчасте колесо, що зображене на рисунку?**

- а) лівий
- б) правий

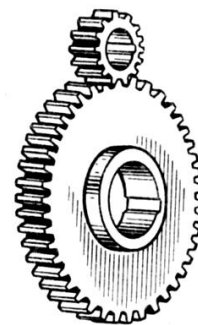


**20 Як забезпечується герметичність стику корпусу і кришки редуктора?**

- а) за допомогою рідкого герметика
- б) за допомогою прокладки
- в) за рахунок точної механічної обробки
- г) за рахунок щільного притискання кришки до корпусу за допомогою болтів

**21 Чому дорівнює кут нахилу зуба прямозубої циліндричної передачі?**

- а) 0 град.
- б) 90 град.
- в) 20 град.
- г) 45 град.



## Лабораторна робота №3

### ВИПРОБУВАННЯ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

#### Методичні вказівки до лабораторної роботи №3

**МЕТА РОБОТИ** - одержати практичні навички у проведенні тягових випробувань клинопасової передачі, визначити її тягові властивості. Порівняти розрахункові і експериментальні результати.

#### 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання пасових передач, ознайомитись з класифікацією, конструкціями, методами натягу пасів. Вияснити від яких факторів залежить тягова спроможність та довговічність пасової передачі. Методи побудови кривої ковзання і її роль у визначенні тягової спроможності.

##### 1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Класифікація, конструктивні особливості і матеріали плоских та клинових, поліклинових пасів.

1.2.2 Основні геометричні та кінематичні характеристики пасової передачі, їх співвідношення.

1.2.3 Сили і напруження у гілках паса, який працює на холостому ході, під навантаженням, їх співвідношення.

1.2.4 Визначення раціонального зусилля початкового натягу, необхідного для забезпечення передачі заданої потужності.

1.2.5 Методи утворення початкового натягу паса та види пристроїв для його забезпечення.

1.2.6 Причині виникнення, фізична суть пружного ковзання та його вплив на тягову спроможність передачі. Явище буксування передачі.

1.2.7 Крива ковзання, її роль у визначенні номінальної потужності, яку передає клиновий пас певного розміру перерізу.

1.2.8 Вплив на розрахункові параметри тягової спроможності пасової передачі конструктивних факторів та умов роботи:

- кута обхвату меншого шківів;
- довжини паса;
- передаточного відношення передачі;
- режиму роботи передачі.

1.2.9 Методи та конструктивні заходи по підвищенню тягової спроможності клинопасової передачі.

### **1.3 Рекомендована література**

1 Решетов Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. - 4-е изд. перераб. и дополнен.- М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

2 Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М., Высшая школа, 1991. – 287 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- розглянути види, матеріали та конструкції пасів і шківів найбільш поширених видів пасових передач;

- ознайомитись з принципом дії та конструкцією стану для проведення експерименту та скласти його кінематичну схему;

- заміряти діаметри шківів стану. Визначити основні параметри перерізу і довжину паса, що випробовується та записати його позначення по ГОСТ 1284.1-84;

- провести аналітичне визначення параметрів випробувань:

а) визначити номінальну потужність, яку передає один пас даного перерізу згідно з ГОСТ 1284.3–80;

б) прийняти коефіцієнти корекції: кута обхвату, довжини паса, передаточного відношення і режиму роботи та визначити розрахункову потужність, що передається пасом;

в) вичислити швидкість паса;

г) визначити зусилля початкового натягу гілки паса;

д) розрахувати напруження початкового натягу гілки паса;

е) вичислити масу вантажу натяжного устрою стенду.

- провести експеримент і обробити його результати:

а) вичислити пружне ковзання при ступінчастому навантаженні;

б) побудувати криву ковзання;

в) по кривій ковзання встановити експериментальне значення потужності, яку передає пас у даних умовах;

- зробити висновки по роботі: порівняти експериментальні та розрахункові значення навантажень на пас, пояснити можливі причини їх розбіжності.

- відповісти на контрольні запитання;

- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

## **2.2 Оснащення робочого місця**

### **2.2.1 Методичні вказівки**

### **2.2.2 Наочні стенди, навчальна та технічна література**

## **2.2 Теоретичні відомості**

За загальною класифікацією пасові передачі відносяться до передач тертям і входять у групу передач гнучким зв'язком. Вони, як правило, застосовуються для передачі руху від двигуна (електричного або внутрішнього згорання)

до коробок швидкостей, машин-знарядь, електричних генераторів, насосів, тощо.

Переріз паса може бути круглим, прямокутним (плоским), в виді трапеції (клиновим), поліклиновим.

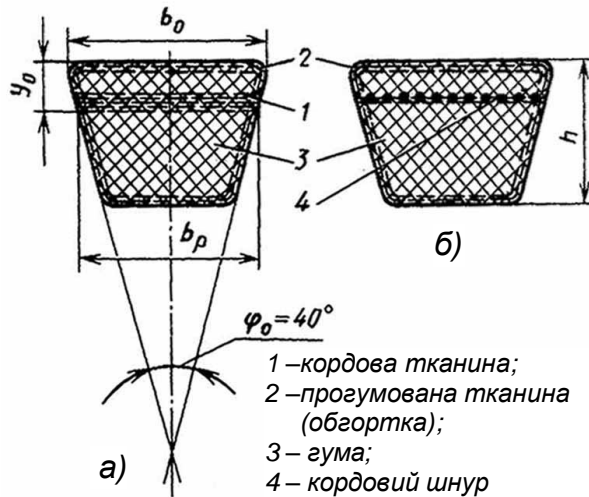


Рисунок 3.1 – Конструкція паса

Найбільш поширені клинові паси нормального перерізу згідно ГОСТ 1280.1-89 (рисунок 3.1).

Прогумовані паси мають несучий корд у виді тканини (а), або шнура (б), який прокладений через центр ваги перерізу і обгортку з кількох шарів тканини

намотаної діагонально. Корд виконують з віскози, капрону, лавсану

Паси з шнуровим кордом більш гнучкі і довговічніші, тому їх використовують для передач, що працюють у напружених умовах.

Шар розтягу (вище корду) виконують з гуми середньої твердості, а шар стиску (нижче корду) – з більш твердої гуми. Паси призначені для обхвату шківів малих діаметрів виконують з перемінною площею шару стиску (з зубцями), що збільшує гнучкість паса, існують конструкції пасів з зубцями з обох сторін (вище і нижче корду).

У якості основних критеріїв розрахунку пасових передач звичайно відмічають:

1) тягову спроможність, яку визначає достатнє зусилля тертя між пасом і шківом;

2) довговічність паса, яка в умовах нормальної експлуатації обмежується руйнуванням паса від втоми.

Якщо не буде витримана перша умова, передача почне буксувати; якщо ж не виконується друга умова, то пас буде занадто швидко виходити з ладу.

При проектуванні машин для передач з клиновими і поліклиновими пасами використовується комплексний розрахунок на витривалість та тягову спроможність, причому основним розрахунком є розрахунок на тягову спроможність, а довговічність паса враховують шляхом вибору основних параметрів передачі у відповідності з рекомендаціями, які напрацьовано практикою.

Підвищення тягової спроможності можна досягти за рахунок збільшення сили попереднього натягу паса ( $F_0$ ), але слід пам'ятати, що навіть незначне перевищення нормативного значення зусилля натягу приводить до різкого зниження довговічності. Так, наприклад, при перевищенні натягу всього лише на 15% довговічність паса зменшується вдвічі.

Це накладає підвищені вимоги до методів та пристроїв контролю попереднього натягу і конструкцій натяжних пристроїв.

Натяг паса по схемі (а) здійснюється періодично по мірі витягування паса за допомогою гвинта або іншого подібного пристрою, коли двигун можна переміщувати по направляючим.

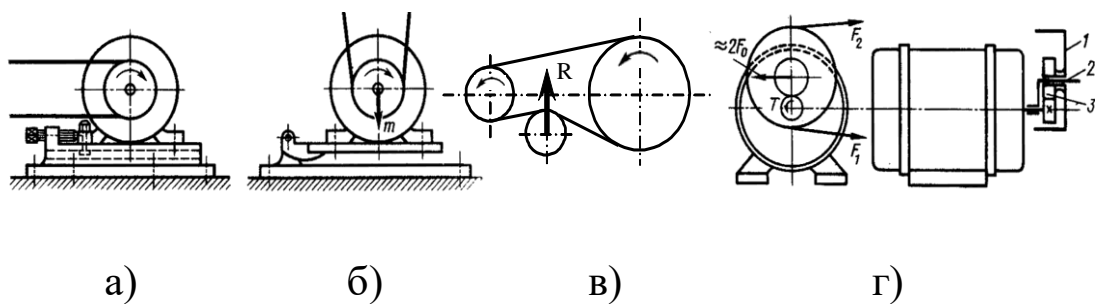


Рисунок 3.2 – Основні схеми натягу паса

По схемі (б) натяг паса автоматично підтримується постійним за рахунок сили ваги двигуна і плити масою  $m$ . Постійний натяг забезпечує і пристрій з натяжним роликком, зусилля на якому можна підтримувати за рахунок пружини, важеля з вантажем, тощо. Крім зусилля натягу ролик забезпечує більший кут обхвату.

На практиці більшість передач працюють з перемінним режимом навантаження, а розрахунок виконують по максимальному з можливих навантаженню. Тому в передачах з постійним натягом у періодах недовантажень лишній натяг знижує довговічність і ККД. З цих позицій доцільна конструкція з автоматичним змінням сили натягу в залежності від навантаження (схема г). Шків 1 встановлено на важелі 2, який є одночасно віссю веденого колеса 3 зубчастої передачі. Натяг ( $2F_0$ ) дорівнює коловій силі у зачепленні і змінюється пропорційно моменту навантаження.

Існують також і інші конструкції автоматичних пристроїв натягу, їх головні недоліки – складність конструкції і втрата якості запобігання перевантаженням.

Звичайно напруження від попереднього натягу у поперечному перерізі клинового паса обмежують значенням  $\sigma_0 \leq 1,5$  МПа.

Різко негативно впливають на довговічність паса напруження згину, які в свою чергу, залежать від співвідношення висоти перерізу паса і діаметра шківа, що цим пасом охоплюється. Саме ці напруження в декілька разів перевищують всі інші складові сумарного напруження у пасі. Тому для кожного типорозміру паса існує нормативне значення мінімального діаметра шківа. До речі, у передачах з натяжним роликком у перерізі паса виникають перемінні по знаку напруження згину, що веде до більш інтенсивного його зносу.

Суттєво впливає на довговічність паса число циклів його навантаження (число пробігів паса) – відношення швидкості паса до його довжини. Число пробігів обмежують ( $v \leq 10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$ ) тому, що їх значення побічно обмежують мінімальну довжину пасів або міжосьову відстань передачі.

Практика експлуатації дозволила встановити, що при дотриманні прийнятих рекомендацій по вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів складає 2000...3000 годин.

В основу визначення номінальних потужностей, які передають різні типорозміри клинових пасів нормальних перерізів при певних умовах, покладений принцип побудови кривих ковзання.

Як звісно, ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, але ступінь навантаження визначає два види цього явища: *пружне ковзання і буксування*.

Робота пружного паса зв'язана з пружним ковзанням його по шківах. Неминучість пружного ковзання при роботі передачі виходить з того, що натяг, а отже і відносне подовження ведучої та веденої гілки паса різні. При обігу пасом ведучого шківа натяг його падає, пас скорочується і ковзає по шківу. На веденому шківі пас подовжується і опереждає шків. Ковзання відбувається не по всій дузі обхвату ( $\alpha$ ), а по деякій частині цієї дуги, яку називають дугою ковзання. Дуга ковзання розташовується зі сторони збігання паса з шківа. З сторони набігання паса знаходиться дуга покою, тобто дуга постійного зчеплення паса з шківом. На холостому ході пружне ковзання і дуга ковзання дорівнюють нулю.

По мірі росту навантаження росте дуга ковзання; коли її значення досягає дуги обхвату, починається буксування передачі. Математично, значення пружного ковзання можна описати вираженнями:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100\% \quad \text{або} \quad \varepsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) 100\%, \quad (3.1)$$

де  $V_1, V_2$  - швидкості ведучого і веденого шківів;

$n_1, n_2$  - частоти обертання ведучого і веденого шківів.

Працездатність клинопасової передачі прийнято характеризувати кривими ковзання і ККД (рисунок 3.3).

Такі криві будуються по результатах випробувань пасів різноманітних типів і матеріалів. Навантаження по осі абсцис враховується коефіцієнтом тяги

$$\varphi = F_t / (2F_0) = \sigma_t / (2\sigma_0), \quad (3.2)$$

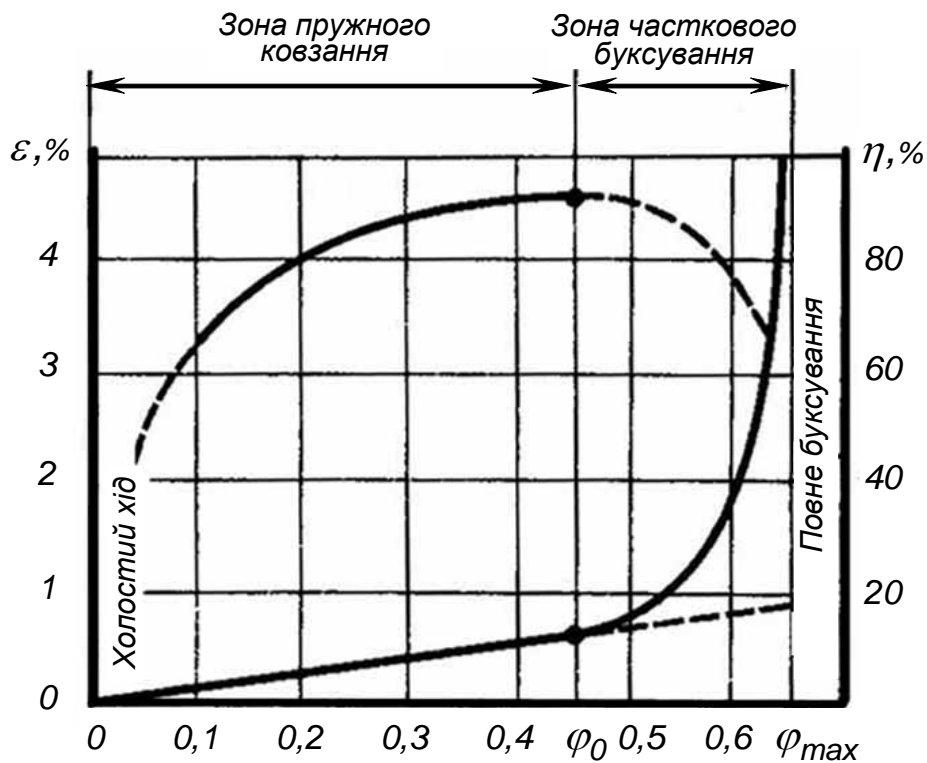


Рисунок 3.3 – Криві ковзання і ККД пасової передачі

Коефіцієнт тяги дозволяє оцінити, яка частина попереднього натягу ( $F_0$ ) використовується корисно для передачі навантаження ( $F_t$ ), тобто характеризує ступінь

завантаженості передачі. Доцільність застосування у якості навантаження передачі безрозмірного коефіцієнта пояснюється тим, що ковзання і ККД зв'язані зі ступенем завантаженості, а не з абсолютним значенням навантаження.

На початковій ділянці кривої ковзання від  $0$  до  $\varphi_0$  спостерігається тільки пружне ковзання і графік має прямолінійний характер, подальше збільшення навантаження приводить до часткового, а потім і до повного буксування. Робоче навантаження рекомендують вибирати поблизу до критичного значення  $\varphi_0$ , зліва від нього. Роботу у зоні часткового буксування допускають тільки під час короткочасних перевантажень, наприклад при пуску. В цій зоні ККД різко знижується внаслідок збільшення втрат на ковзання і пас швидко зношується.

Відношення  $\varphi_{\max} / \varphi_0$  для клинових пасів складає  $1,5 \dots 1,6$ . На основі побудови кривих ковзання при випробуваннях пасів на типових стендах та при певних умовах складені таблиці ГОСТ 1284.3-80 і за допомогою цих таблиць визначають номінальну потужність, яку передає один пас. Потужність, яку передає цей же пас у реальних умовах вичислюється за допомогою коефіцієнтів корекції.

#### **2.4 Оснащення робочого місця**

- стенд лабораторний для випробування клинопасової передачі на тягову спроможність;

- ГОСТ 1284.1-84, ГОСТ 1284.3-80 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля. Расчет передач и передаваемые мощности;

- розрахунок клинопасової передачі. Методичний посібник;

- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;

- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка, калькулятор.

## **2.5 Інструкція з охорони праці**

### **2.5.1 Загальні вимоги**

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

### **2.5.2 При підготовці до лабораторної роботи:**

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;

- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

### **2.5.3 Під час виконання роботи:**

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби, по лабораторії;
- не застосовувати мірильний інструмент не за призначенням;

- при вивченні натурних зразків пасів і шківів слідкувати за тим, щоб вони акуратно розклалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;

- при завантаженні натяжного пристрою стенду для випробувань потрібно так розташовувати гирі на підвісці, щоб виключити можливість їх перекосів і падіння;

- навантаження передачі порошковим гальмом виконувати плавно без різких перевантажень, по можливості скоротити час роботи стенду у зоні часткового та повного буксування;

- не регулювати натяг паса на стенді під час його руху;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.5.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.5.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

## **2.6 Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту**

2.6.1 При вивченні натурних зразків пасів і шківів потрібно звернути увагу на особливості конструкції пасів (матеріал, вид і розташування корду, обгорткової тканини, шарів гуми, тощо).

2.6.2 Заміри шківів і перерізу паса, що випробовується проводити по основним розмірам (висота і ширина) всі інші розміри прийняти по таблицях ГОСТ 1284.1-84.

2.6.3 Швидкість паса потрібно визначати по частоті обертання ведучого шківа, яку слід встановити по даним попередніх розрахунків.

2.6.4 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжності (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.6.5 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.6.6 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

## **3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ**

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на спеціальному бланку розробленому кафедрою ТМКП ім. професора В.М. Найдиша і містить необхідні положення для виконання лабораторної роботи (форма звіту додається).

**Таврійський державний агротехнологічний університет  
імені Дмитра Моторного**

Кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування  
ім. професора В.М. Найдиша»

Звіт по лабораторній роботі № 3  
з дисципліни «Технічна механіка»

**«ВИПРОБУВАННЯ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ»**

**Мета роботи:** закріпити знання по класифікації клинопасових передач, вивчити конструктивні особливості та умовні позначення клинопасових передач. Ознайомиться з класифікацією та умовними позначеннями клинопасових передач, визначити розрахункову потужність.

1 Умовні позначення пасових передач на кінематичних схемах

Таблиця 1 – Умовні позначення пасових передач на кінематичних схемах

Пасова передача	Умовне позначення
без уточнення пасу	
клиновим пасом	
плоским пасом	
круглим пасом	
зубчастим пасом	

## 2 Визначити основні розміри шківа та паса

Профіль перерізу паса \_\_\_\_

Розміри перерізу:

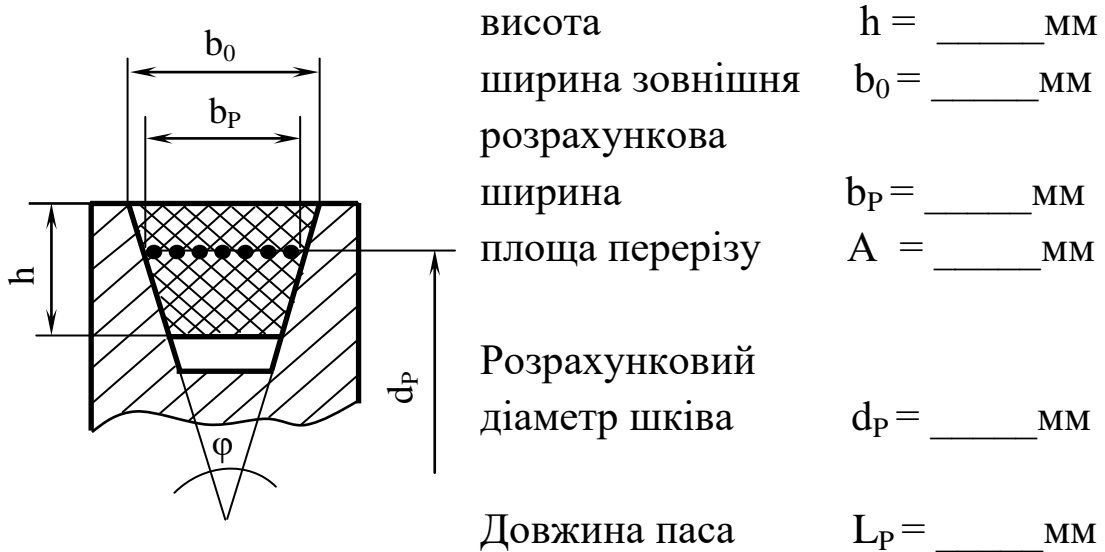


Рисунок 1 – Основні розміри шківа та паса

Умовне позначення паса по ГОСТ 1284.1–80 – ГОСТ 1284.3–80

## 3 Визначити типорозмір паса та його геометричні параметри по ГОСТ 1284.1–80 – ГОСТ 1284.3–80

Таблиця 2 – Типорозмір паса та його геометричні параметри

$b_p$ , мм	$b_0$ , мм	$h$ , мм	$\varphi$ , град	$L_p^{\max}$ , м	$\Theta$ , $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$	Позначення перерізу

4 Визначити розрахункову потужність, яка передається одним пасом:

Розрахунковий діаметр ведучого шківa  $d_{p1} = \underline{\hspace{2cm}}$  мм;  
 Розрахунковий діаметр веденого шківa  $d_{p2} = \underline{\hspace{2cm}}$  мм;  
 Частота обертання ведучого шківa  $n_1 = \underline{\hspace{2cm}}$  об/хв.;  
 Міжосьова відстань  $a = \underline{\hspace{2cm}}$  мм.

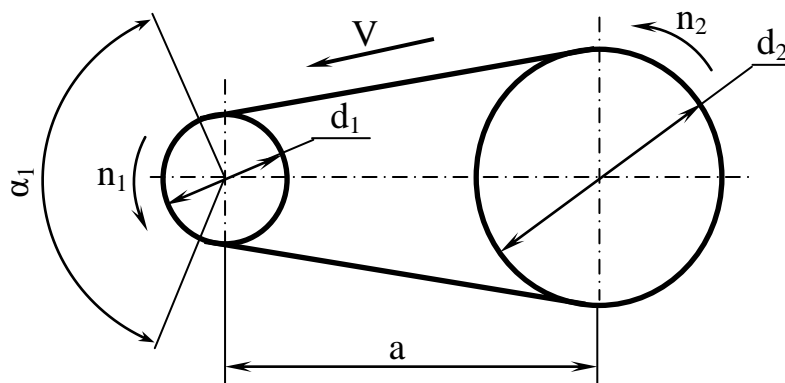


Рисунок 2 – Розрахункова схема

4.1 Колова швидкість на ведучому шківі, м/с

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} =$$

4.2 Фактичне передаточне відношення

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1} (1 - \xi)} =$$

де  $\xi$  – коефіцієнт пружного ковзання,  $\xi = 0,01 \dots 0,02$

4.3 Кут обхвату пасом ведучого шківa, град

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} =$$

4.4 Потужність передачі, кВт

$$P_P = P_0 \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_i}{C_P} =$$

де  $P_0$  – номінальна потужність, що передає пас типу \_\_\_\_\_, довжиною  $L_p =$  \_\_\_\_\_ мм при  $i = 1$  (по таблицям ГОСТ 1284.3–80);

$C_\alpha$  – коефіцієнт кута обхвату, при  $\alpha =$  \_\_\_\_\_,  $C_\alpha =$  \_\_\_\_\_

$C_L$  – коефіцієнт довжини паса, при  $L_p =$  \_\_\_\_\_ мм,  
 $C_L =$  \_\_\_\_\_

$C_i$  – коефіцієнт передаточного числа, при  $i =$  \_\_\_\_\_,  
 $C_i =$  \_\_\_\_\_

$C_p$  – коефіцієнт режиму, при \_\_\_\_\_ режимі, числі змін роботи  $t_p =$  \_\_\_\_\_ та передачі потужності від електродвигуна перемінного струму  $C_p =$  \_\_\_\_\_.

5 Висновок \_\_\_\_\_

6 Контрольні запитання

6.1 Яке призначення клинопасової передачі та її основні переваги? \_\_\_\_\_

6.2 Який із клинових пасів (з перерізом Z, A, B, C, D, E, EO) має більшу площу перерізу? \_\_\_\_\_

6.3 Як визначити передатне відношення клинопасової передачі? \_\_\_\_\_

6.4 Чому ККД пасової передачі нижче за ККД зубчастої передачі? \_\_\_\_\_

Роботу виконав \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) (П.І.Б. студента)

Відмітка про залік \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) (П.І.Б. викладача)

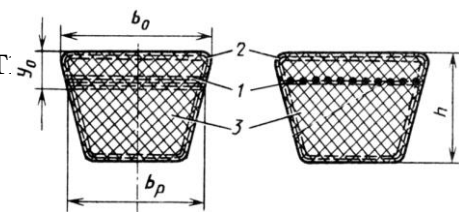
#### 4 Критерії оцінювання лабораторної роботи

Максимальна оцінка складає 10 балів. Оцінювання здійснюється шляхом тестування (письмового або за допомогою ПЕОМ) у відсотках від кількості вірних відповідей. Мінімальна сприйнятлива кількість вірних відповідей складає 60% тобто 6 балів.

#### Тести до теми «Випробування клинопасової передачі»

##### 1 Корд (1) у клиновому пасі призначений для:

- а) сприйняття сил, що передаються
- б) зменшення подовжньої жорсткості паса
- в) захисту паса від розшаровування
- г) амортизації коливань при пуску

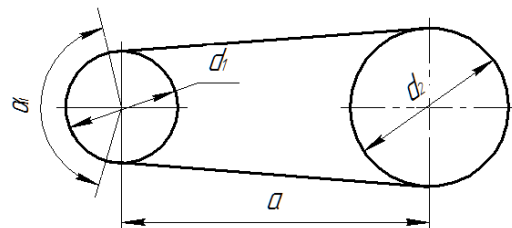


##### 2 Чим відрізняються клинові паси, що позначаються буквами "А" і "Б"?

- а) геометричними розмірами перетину
- б) конструкцією корда
- в) розміром кута клина паса
- г) довжиною паса }

##### 3 Зі збільшенням передаточного відношення пасової передачі кут обхвату на малому шківі:

- а) зменшиться
- б) збільшиться
- в) не зміниться
- г) зрівняється з кутом обхвату на веденому шківі



##### 4 У раціональній конструкції клинового паса корд розташовується:

- а) по лінії, що проходить через центр ваги перетину
- б) нижче центру ваги перетину паса
- в) вище центру ваги перетину паса
- г) довільно

**5 У якого з приведених клинових пасів площа перетину більша?**

- а) типу Г
- б) типу Б
- в) типу А
- г) типу В

**6 Вкажіть рекомендовані максимальні значення пружного ковзання в клинопасовій передачі**

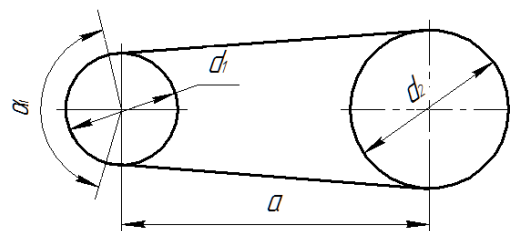
- а) 1,0...1,5 %
- б) 10... 15 %
- в) 98,5...99%
- г) 100...150 % }

**7 На що вказує буква "Т" у позначенні клинового паса: А - 1400 Т?**

- а) конструкцію корду (тканинний)
- б) призначення паса (тяговий)
- в) твердість матеріалу паса (твердий)
- г) умови роботи (при високих температурах)

**8 Чому дорівнює кут обхвату на ведучому шківі при передаточному відношенні пасової передачі  $i = 1$ ?**

- а) 180 градусів
- б) 120 градусів
- в) 90 градусів
- г) 60 градусів



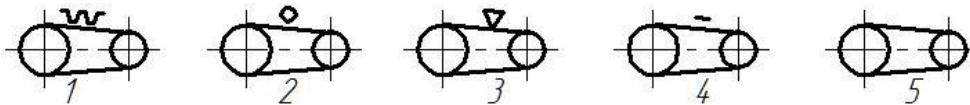
**9 Що показує буква "Ш" у позначенні клинового паса: А - 950 Ш?**

- а) конструкцію корду (шнуровий)
- б) розміри паса (широкий)
- в) особливості паса (шумний)
- г) матеріал паса (шовковий)

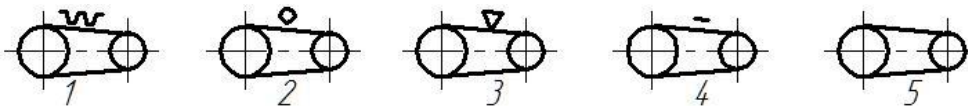
**10** Що показує число "950" у позначенні клинового паса О - 950 Ш?

- а) довжину паса по нейтральному прошарку
- б) довжину паса по зовнішньому периметру
- в) довжину паса по внутрішньому периметру
- г) площу поперечного перетину

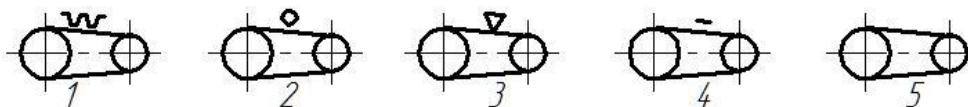
**11** На якому з рисунків зображено загальне позначення пасової передачі



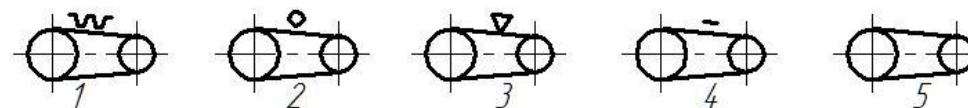
**12** На якому з рисунків зображено позначення передачі зубчастим пасом



**13** На якому з рисунків зображено позначення передачі круглим пасом



**14** На якому з рисунків зображено позначення клинопасової передачі



**15** У якого з приведених клинових пасів площа перетину більша?

- а) типу Б
- б) типу О
- в) типу А
- г) типу Е

## Лабораторна робота №4

# ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

### Методичні вказівки до лабораторної роботи № 4

**МЕТА РОБОТИ:** Теоретично та експериментально визначити критичну частоту обертання вала (розрахунок вала на коливання), встановити вплив параметрів системи на значення критичної частоти.

## 1 ВКАЗІВКИ З САМОПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією валів і осей, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. З'ясувати основні критерії працездатності і розрахунку валів. Явище резонансу, його наслідки, роль і місце розрахунку на коливання в загальноприйнятій системі розрахунків валів.

### 1.2 Питання для самопідготовки

- 1 У чому фізична суть явища резонансу?
- 2 В чому небезпека резонансу для вузла або машини? Поняття дорезонансної та післярезонансної зони експлуатації машини.
- 3 Чи залежить критична швидкість вала від частоти обертання?
- 4 Чи впливає на критичну швидкість вала його міцність?
- 5 Чи впливає на критичну швидкість вала його твердість?
- 6 Чи впливає ексцентриситет маси на критичну швидкість вала?

7 Чи впливає на величину критичної швидкості вала наявність на ньому шпонкового пазу?

8 Чи залежить критична швидкість вала від відстані між його опорами? Чому?

9 Чи залежить критична швидкість вала від симетричності розміщення центра ваги між опорами вала? Чому?

10 Для зменшення небезпеки резонансу швидкохідного вала його треба робити більшого або меншого діаметра? Чому?

11 Для зменшення небезпеки резонансу тихохідного вала його треба робити більшого або меншого діаметра? Чому?

12 За рахунок яких конструктивних заходів можна змінювати критичну швидкість вала?

### **1.3 Рекомендована література**

1 Решетов Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. - 4-е изд. перераб. и дополнен.- М.: Машиностроение,1989. – 496 с.

2 Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.:, Высшая школа, 1991. – 287 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- ознайомитися з устроєм та принципом дії лабораторного стенду для випробувань вала на коливання ДМ-36;

- скласти кінематичну схему стенду;

- скласти програму випробувань, які з мінімальним числом дослідів могли б дати аналіз впливу різних компоновальних схем і конструктивних особливостей вузла, що випробовується на критичну частоту обертання вала;

- провести аналітичні розрахунки критичної частоти для різних умов випробування:

1) визначити силу ваги вала і момент інерції його перерізу;

2) визначити розрахунковий статичний прогин вала;

3) визначити жорсткість і розрахунково-експериментальний прогин вала, що випробовується;

4) розрахувати теоретичну критичну частоту обертання вала

- провести випробування і обробити їх результати;

- побудувати графіки, що відображають характер впливу параметрів системи на критичну частоту обертання вала по результатах проведених випробувань;

- зробити висновки з аналізом результатів випробувань;

- відповісти на контрольні запитання;

- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

## **2.2 Оснащення робочого місця**

### **2.2.1 Методичні вказівки**

### **2.2.2 Наочні стенди, навчальна та технічна література**

## **2.2 Короткі теоретичні відомості**

Для більшості швидкохідних осей і валів коливання викликаються силами від неврівноваженості встановлених на них деталей, якщо частота дії цих сил дорівнює частоті обертання осей і валів. При збігу або кратності частоти сил збурювання і частоти власних коливань осі або вала настає резонанс, амплітуда коливань деталі різко зростає і може досягти такого значення при якому ось або вал може зруйнуватися.

Відповідну резонансу кутову швидкість  $\omega_{кр}$  і частоту обертання  $n_{кр}$  називають **критичними**.

Розрізняють поперечні або згинальні, кутові або крутильні, а також згинально-крутильні коливання осей і валів.

У курсі деталей машин розглядають поперечні коливання осей і валів. Більш складні коливання таких деталей як ротори турбін, колінчасті вали поршневих машин, шпинделів верстатів з деталями, що обробляються і т.п. розглядаються в спеціальних курсах.

Розрахунок на поперечні коливання полягає у перевірці умови відсутності резонансу при сталому режимі роботи.

Як видно з рисунку 4.1 на валу встановлений симетрично відносно опор диск вагою  $G$ , центр ваги якого зміщений відносно геометричної осі обертання на величину ексцентриситету  $e$ . При рівномірному обертанні вала під впливом відцентрової сили  $F_u$ , яка діє на диск, вал згинається.

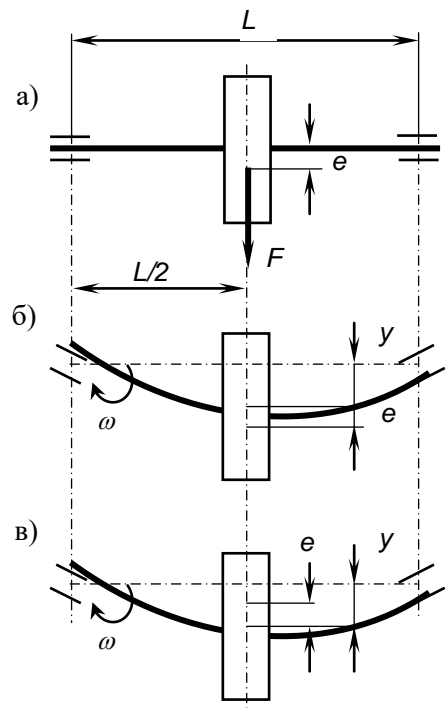


Рисунок 4.1 – Випробування вала на коливання

При кутовій швидкості  $\omega$  прогин осі досягає певного значення  $y$  (рисунок 4.1 б). Відцентрова сила без врахування ваги вала при цьому складає:

$$F_y = m \cdot \omega^2 (y + e), \quad (4.1)$$

де  $m$  - маса диска;

$y + e$  - радіус обертання центру ваги диска.

Відцентрова сила  $F_{\text{ц}}$ , що діє на вал викликає зусилля пружного опору деформації вала:

$$F_{\text{пр}} = F_0 \cdot y, \quad (4.2)$$

де  $F_0$  - сила, що викликає прогин вала, який дорівнює одиниці.

При сталому режимі роботи вала виконується умова

$$F_y = F_{\text{пр}} \quad \text{або} \quad m \cdot \omega^2 (y + e) = F_0 \cdot y, \quad (4.3)$$

Звідки

$$y = e / [ F_0 / ( m \cdot \omega^2 ) - 1 ] \quad (4.4)$$

Аналіз формули показує, що при зростанні кутової швидкості зростає і прогин і при  $\omega = \sqrt{F_0/m}$  прогин  $y \rightarrow \infty$ . Таким чином, при кутовій швидкості, яку називають критичною, повинне відбутися руйнування вала. Тобто критична кутова швидкість вала:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{F_0/m}, \quad (4.5)$$

Після заміни по формулах переходу кутової швидкості частотою обертання і маси диска силою ваги диска одержимо формулу критичної частоти обертання:

$$n_{кр} \approx 300 \sqrt{F_0 / G}, \quad (4.6)$$

Для прийнятої схеми навантаження прогин можна вичислити:

$$y = F_u \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot I);$$

$$y = F_{np} \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot I);$$

$$y = F_0 \cdot y \cdot L^3 / (48 \cdot E \cdot I),$$

звідки

$$F_0 = 48 \cdot E \cdot I / L^3, \quad (4.7)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу вала;

$I$  – осьовий момент інерції площі перерізу вала.

По визначенню коефіцієнт жорсткості  $F_0$  відповідає зусиллю, що викликає прогин  $f$ , який дорівнює одиниці довжини, тобто  $f = G / F_0$ .

Таким чином, для визначення критичної частоти обертання вала можна застосувати формулу:

$$n_{кр} = 990 \sqrt{\frac{I}{f}}, \quad (4.8)$$

де  $f$  – прогин вала у мм.

Виходячи з формул (4.7) і (4.8) можна стверджувати, що

$$y = e / [(\omega_{кр} / \omega)^2 - 1], \quad (4.9)$$

Або

$$y = -e / [1 - (\omega_{кр} / \omega)^2], \quad (4.10)$$

З аналізу формули (4.10) виходить, що коли  $\omega \triangleright \omega_{кр}$ , то зі збільшенням швидкості у закритичній області прогин вала

починає зменшуватися; знак мінус при  $e$  означає, що в закритичній області напрямки  $e$  і  $y$  протилежні, у той час як у докритичній області  $y$  відповідності з формулою (4.1) напрямки  $e$  і  $y$  однакові. В закритичній області при  $\omega \rightarrow \infty$  значення  $y \rightarrow -e$ , таке явище називається самовстановлюванням вала у закритичній області.

Таким чином, **для відсутності резонансу кутлова швидкість (частота обертання) при усталеному русі повинна бути менша або більша за критичне значення.**

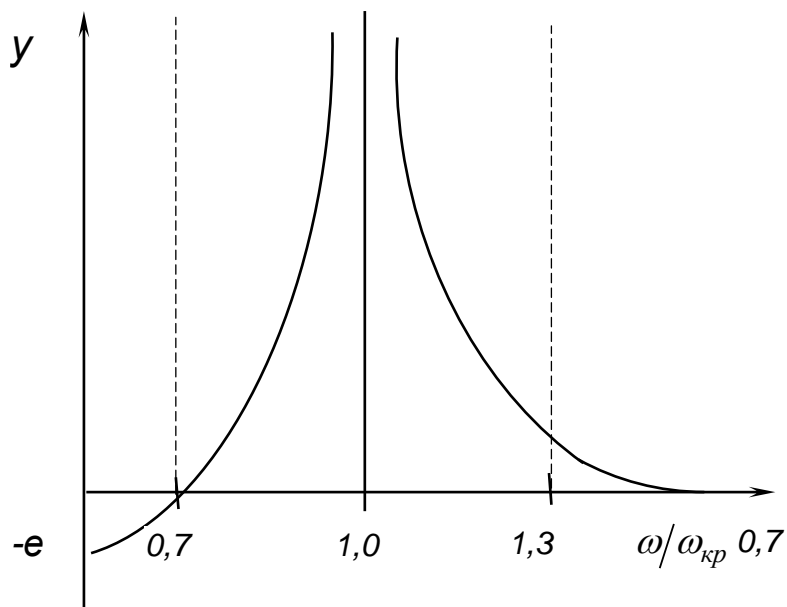


Рисунок 4.2 – Залежність прогину вала від кутової швидкості

Про наближення швидкості вала до критичної свідчить поява різкої вібрації. При тривалій роботі в області резонансу руйнування вала неминуче, але при швидкому переході у закритичну область роботоздатність повністю зберігається.

Більшість осей і валів працює у докритичній області. Для зменшення загрози резонансу їх жорсткість підвищують і швидкість приймають не більш  $\omega = 0,7\omega_{кр}$ .

Вали, що працюють у зарезонансній зоні повинні мати швидкість  $\omega \geq 1,3\omega_{кр}$

### **2.3 Оснащення робочого місця**

- стенд лабораторний для випробування вала на коливання;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка,
- калькулятор.

### **2.4 Інструкція з охорони праці**

#### **2.4.1 Загальні вимоги**

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

#### **2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:**

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

#### **2.4.3 Під час виконання роботи:**

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби, по лабораторії;
- не застосовувати мірильний інструмент не за призначенням;
- перед переобладнанням стенду для проведення чергової серії дослідів його потрібно відімкнути від електромережі;

- при замірах експериментального прогину вала слід пильно слідкувати за зчепленням гачка пристрою з диском і не допускати їх самовільного роз'єднання;

- не допускати відключення блокувальної системи захисного кожуху станду;

- перед вмиканням електродвигуна станду пересвідчитись у надійності кріплення всіх рухомих частин станду;

- не відкривати захисний кожух станду до повної зупинки вала, що випробовується;

- при проведенні дослідів проходити зону резонансу потрібно як можна швидше;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 01.

## **2.6 Рекомендації щодо виконання роботи та оформлення звіту**

2.5.1 При ознайомленні з устроєм та принципом дії лабораторного станду для випробувань вала на коливання ДМ-36 звернути увагу на систему блокування, що запобігає помилковому вмиканню електродвигуна при відкритому захисному кожуху.

2.5.2 Кінематичну схему станду для визначення критичної частоти обертання вала потрібно скласти з застосуванням стандартних умовних позначень щоб

максимально точно відобразити конструктивні особливості та специфіку стенду.

2.5.3 Програма випробувань повинна мати мінімальне число дослідів, за допомогою яких можна було б зробити аналіз впливу таких параметрів як маса диску, відстані між опорами, розташуванням диску відносно опор, імітації незбалансованості на значення критичної частоти обертання вала.

2.5.4 При аналітичному визначенні параметрів випробувань: визначенні сили ваги вала і осьового моменту інерції площі його перерізу, визначенні розрахункового статичного прогину вала потрібно пильно слідкувати за дотриманням однакової розмірності величин.

2.5.5 При визначенні розрахунково-експериментального прогину вала, що випробовується і його жорсткості потрібно проводити заміри з 3...5 кратною повторністю.

2.5.6 Експериментальні досліді по визначенню критичної частоти обертання вала для різних умов випробування слід проводити не менш як з п'ятикратною повторністю.

2.5.7 При обробці результатів дослідів потрібно звертати увагу не тільки на середні значення одержаних результатів випробувань, а й на ступінь розсіювання цих результатів.

2.5.8 Графіки, які побудовані по результатах дослідів можуть відображати тільки характер впливу параметрів системи на результати випробувань і будуються по мінімальному числу точок.

2.5.9 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжності (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.10 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.11 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

### **З ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ**

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на спеціальному бланку розробленому кафедрою ТМКП ім. професора В.М. Найдиша і містить необхідні положення для виконання лабораторної роботи (форма звіту додається).

#### **Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного**

Кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування  
ім. професора В.М. Найдиша»  
Звіт по лабораторній роботі № 4  
з дисципліни «Технічна механіка»

### **ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА**

**Мета роботи:** Теоретично та експериментально визначити критичну частоту обертання вала (розрахунок вала на коливання), встановити вплив параметрів системи на значення критичної частоти.

**Зміст роботи:** Ознайомитися з устроєм та принципом дії лабораторного стенду ДМ-36, скласти кінематичну схему стенду, визначити розрахунковий статичний прогин і критичну частоту обертання вала для різних умов навантаження, побудувати графіки по результатам випробувань. Зробити висновки, відповісти на контрольні запитання.

## 1 Будова та принцип дії лабораторного стенду ДМ-36

1 - тахометр; 2 - тахогенератор; 3 - електродвигун; 4 - муфта; 5 – нерухома опора вала; 6 – вал; 7 – вмикач червоної лампи; 8 – диск з кільцями; 9 – дисбаланс (гвинт); 10 – рухома опора вала; 11 – індикатор для виміру статичного прогину вала; 12 – вантаж.

Рисунок 1 – Кінематична схема лабораторного стенду ДМ-36

## 2 Аналітичне визначення параметрів випробувань

Таблиця 1 – Умови дослідів, результати розрахунків та випробувань

Номер дослідів	Вага диска $G$ , Н	Розмір $l$ , мм	Розмір $L$ , мм	Прогин		Критична частота		
				$f_p$ , мм	$f_e$ , мм	$n_{кр.р}$ , об/хв	$n_{кр.е}$ , об/хв	
1	20	250	500					
2	27			300	500			
3		550						
4		275						
5	27+дб.	250	500					

## 2.1 Сила ваги вала, Н

$$G_B = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_B^2 \cdot L \cdot \rho \cdot g =$$

де  $L$  - відстань між осями опор, м;

$d_B$  - діаметр вала,  $d_B =$  \_\_\_\_\_ м;

$\rho$  - питома маса матеріалу вала;

$$\rho = 7800 \text{ кг/м}^3; \quad g = 9,8 \text{ м/с}^2.$$

## 2.2 Осьовий момент інерції перерізу вала, мм<sup>4</sup>

$$J = \frac{1}{64} \cdot \pi \cdot d_B^4 =$$

## 2.3 Розрахунковий статичний прогин вала, мм

$$f_p = \frac{(G + 0,5G_B) \cdot l^2 \cdot (L - l)^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot L} =$$

де  $G$  - сила ваги диска, Н;

$l$  - відстань від осі лівої опори до середини диска, мм;

$E$  - модуль пружності матеріалу вала; (для сталі  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа).

## 2.4 Жорсткість вала, Н/мм

$$C = \frac{G_0}{\Delta} =$$

де  $G_0$  - сила ваги вантажу стенду,  $G_0 = 100$  Н;

$\Delta$  - показання індикатора стенду, мм.

## 2.5 Розрахунково-експериментальний прогин вала, мм

$$f_e = \frac{(G + 0,5 \cdot G_B)}{C} =$$

## 2.6 Розрахункова критична частота обертання вала, об/хв.

$$n_{кр} = 990 \sqrt{\frac{1}{f_e}}$$

## 3 Проведення експерименту і обробка результатів

Експериментальне значення критичної частоти обертання вала

$$n_{кр.е} = 0,5(n'_c + n''_c)$$

Таблиця 2 – Результати дослідів

$n'$	$n'_c$	$n''$	$n''_c$	$n_{кр.е}$	$n'$	$n'_c$	$n''$	$n''_c$	$n_{кр.е}$
<b>Дослід 1</b>					<b>Дослід 4</b>				
<b>Дослід 2</b>					<b>Дослід 5</b>				
<b>Дослід 3</b>					<p>Умовні позначення:</p> <p><math>n'</math> - частота обертання вала при вході у резонанс;</p> <p><math>n'_c</math> - її середнє значення;</p> <p><math>n''</math> - частота обертання вала при виході із резонансу;</p> <p><math>n''_c</math> - її середнє значення;</p>				

4 Характер впливу параметрів системи на критичну частоту обертання вала

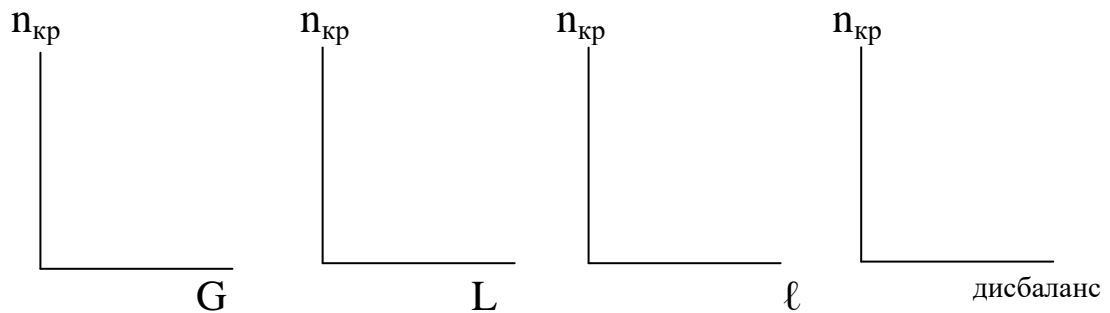


Рисунок 2 – Вплив параметрів системи на значення  $n_{кр}$

Висновки: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

## 5 Контрольні запитання

5.1 Як залежить критична частота обертання вала від відстані між опорами ? \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

5.2 Чи залежить критична частота обертання вала від положення диска між опорами ? \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

5.3 Для зменшення небезпеки резонансу швидкохідного вала його слід робити більшого чи меншого діаметру? Чому?  
\_\_\_\_\_

5.4 Для зменшення небезпеки резонансу тихохідного вала його слід робити більшого чи меншого діаметру? Чому?  
\_\_\_\_\_

5.5 За рахунок чого можна підвищити критичну частоту обертання вала ? \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Роботу виконав \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) ( П.І.Б. студента)

Відмітка про залік \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
( підпис) (П.І.Б. викладача)

## 4 Критерії оцінювання лабораторної роботи

Максимальна оцінка складає 10 балів. Оцінювання здійснюється шляхом тестування (письмового або за допомогою ПЕОМ) у відсотках від кількості вірних відповідей. Мінімальна сприйнятлива кількість вірних відповідей складає 60% тобто 6 балів.

**Тести до теми «Визначення критичної частоти  
обертання вала»**

**1 У курсі «Деталі машин» розглядаються питання розрахунку і конструювання**

- а) прямих валів
- б) гнучких валів
- в) колінчастих валів
- г) порожнистих валів

**2 Продовжте формулювання поняття "ВАЛ РЕДУКТОРА": "Деталь редуктора, яка служить для ...**

- а) передачі обертаючого моменту, і підтримки деталей передач"
- б) передачі обертаючого моменту"
- в) для з'єднання зубчастих коліс"
- г) підтримки деталей передач"

**3 Чим відрізняється вал від осі?**

- а) вал передає обертаючий момент, вісь не передає
- б) вал обертається, вісь не обертається
- в) вал ступінчастий, вісь гладка
- г) вал не обертається, вісь обертається

**4 Вали передач працюють на...**

- а) згин та кручення
- б) згин та розтяг
- в) згин та стиск
- г) згин

**5 Вали призначені для ...**

- а) передачі обертаючого моменту і підтримки обертових деталей
- б) підтримання обертових деталей машин
- в) з'єднання різних деталей
- г) забезпечення синхронності роботи окремих деталей машин

**6 Осі призначені для ...**

- а) підтримання обертових деталей машин

- б) передачі обертаючого моменту і підтримки обертових деталей
- в) з'єднання різних деталей
- г) забезпечення синхронності роботи окремих деталей машин

**7 Вкажіть основну відмінність орієнтовного і наближеного розрахунків вала на міцність**

- а) орієнтовний – на кручення, наближений – на кручення і згин
- б) орієнтовний – на згин, наближений – на кручення
- в) орієнтовний – на кручення, наближений – на згин
- г) орієнтовний – на кручення, наближений – на кручення

**8 Вкажіть вихідні дані, необхідні і достатні для орієнтовного розрахунку вала**

- а) момент обертаючий на валу
- б) колове зусилля на валу
- в) потужність на валу
- г) радіальне зусилля на валу

**9 Вкажіть основні вимоги, які пред'являють до матеріалів валів редукторів**

- а) забезпечення міцності і жорсткості
- б) забезпечення мінімальної металоємності
- в) забезпечення корозійної стійкості
- г) забезпечення високої пружності

**10 Вкажіть формулу для визначення полярного моменту опору перетину вала при крученні ( $d$  - діаметр перетину)**

- а)  $W_p = 0,2 \cdot d^3$
- б)  $W_p = 0,2 \cdot d^4$
- в)  $W_o = 0,2 \cdot d^3$
- г)  $W_x = 0,2 \cdot d^3$

**11 Умова міцності при крученні має вигляд:**

а)  $\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_p} \leq [\tau]$

б)  $\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} \leq [\sigma]$

в)  $\tau_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} \leq [\tau]$

г)  $\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{A} \leq [\tau]$

**12 Яка форма шийок під підшипники найбільш поширена у конструкціях валів редукторів загального призначення?**

- а) циліндрична
- б) конічна
- в) сферична
- г) гелікоїдальна

**13 Які види валів звичайно застосовуються у зубчастих редукторах загального призначення?**

- а) прямі ступінчасті
- б) колінчасті
- в) гнучкі
- г) порожнисті

**14 Які матеріали частіше усього застосовуються для виготовлення валів редукторів?**

- а) середньовуглецеві конструкційні і леговані сталі
- б) низьковуглецеві конструкційні і леговані сталі
- в) високоміцні і модифіковані чавуни
- г) високовуглецеві конструкційні і леговані сталі

**15 Вкажіть послідовність проведення розрахунків на міцність при конструюванні валів редуктора**

- а) орієнтовний, наближений, уточнений
- б) наближений, орієнтовний, уточнений
- в) орієнтовний, уточнений, наближений
- г) уточнений, наближений, плоскостний

## Лабораторна робота №5

### ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

#### Методичні вказівки до лабораторної роботи №5

**МЕТА РОБОТИ:** Закріпити знання по конструкції та класифікації підшипників. Встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження.

#### 1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

##### 1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією підшипників кочення, системою умовних позначень, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. З'ясувати основні критерії роботоздатності і розрахунку підшипників.

##### 1.2 Питання для самопідготовки

1. Основні переваги й недоліки підшипників кочення.
2. Основні ознаки класифікації підшипників кочення. Принципи побудови системи умовних позначень підшипників кочення.
3. Які дані про підшипник містить його класифікаційний номер? Розшифрувати позначення підшипника: 160307 ET2.
4. Як позначають класи точності підшипників?
5. Причини виходу з ладу та види руйнування підшипників. Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей підшипників.

6. Що характеризують статична та динамічна вантажопідйомність підшипників кочення?

7. Яке зі значень статичної або динамічної вантажопідйомності більше для підшипників 7306, 8306.

8. Для якого з підшипників (6205 або 7205) значення динамічної вантажопідйомності більше?

9. Фактори, які впливають на довговічність підшипників.

10. Як зміниться розрахункова довговічність підшипника 7209 при зміні приведеного навантаження з 1,5 до 3 кН?

11. Як зміниться розрахункова довговічність підшипника 209 при зміні частоти обертання з 4000 до 2000 хв.<sup>-1</sup>?

12. Види змащування підшипників. За якими критеріями призначається спосіб змащування й сорт мастила?

### **1.3 Рекомендована література**

1 Решетов Д.Н. Детали машин/ Д.Н. Решетов. - 4-е изд. перераб. и дополнен.- М.: Машиностроение,1989. – 496 с.

2 Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1991. – 287 с.

## **2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

### **2.1 Програма роботи**

- провести заміри та огляд набору підшипників, встановити тип і класифікаційний номер кожного з них;
- навести характеристику підшипника, що оглядаються;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

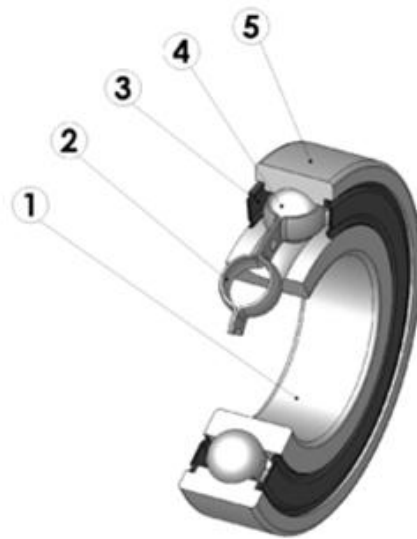
## 2.2 Оснащення робочого місця

- методичні вказівки;
- наочні стенди, навчальна та технічна література.

## 2.2 Короткі теоретичні відомості

Підшипники кочення – це стандартизовані складові одиниці, які мають у своєму складі тіла кочення (кульки або ролики) і працюють на основі ефекту тертя кочення.

Підшипники кочення, як правило, складаються з деталей: зовнішнього та внутрішнього кілець з доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів), сепараторів, які розділяють і направляють тіла кочення (рисунок 5.1). Існують конструкції підшипників у яких відсутні одне або обидва кільця, деякі підшипники не мають сепараторів.



1 – внутрішнє кільце; 2 – сепаратор; 3 – захисна шайба; 4 – кулька; 5 – зовнішнє кільце.

Рисунок 5.1 - Підшипник кочення

Згідно з ГОСТ 3395-75 підшипники кочення розділяють:

*1) по напрямку сприйняття навантаження на:*

- радіальні, які сприймають радіальне навантаження;

- радіально-упорні, які здатні сприймати радіальне та осьове навантаження;

- упорно-радіальні, які сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження;

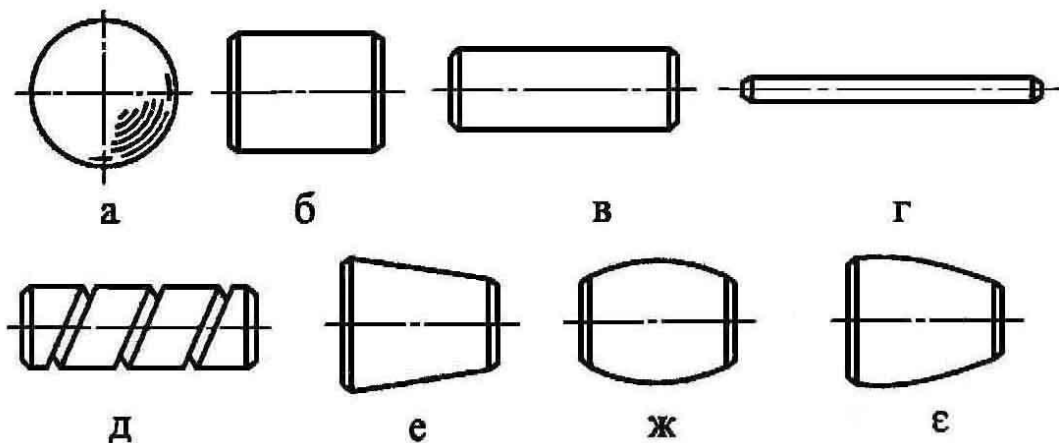
- упорні, які сприймають тільки осьове навантаження;

2) по формі тіл кочення на: кулькові та роликові (рисунок 5.2);

3) за кількістю рядів тіл кочення: одно-, дво-, та чотирирядні;

4) за здатністю компенсувати перекося вала: на самоустановні (допускають перекося до  $2...3^\circ$  та не самоустановні;

5) за розмірами: по серіях діаметру (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) та по серіях ширини (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка).



а - кулька; б, в, г, д, е, ж, е - ролик:

б - циліндричний короткий; в - циліндричний довгий; г - голчастий; д - витий; е - конічний; ж, е – бочкоподібний

Рисунок 5.2 – Класифікація підшипників по формі тіл кочення

Класифікація підшипників кочення за основними групами з позначенням типів подана на рисунку 5.3.



Рисунок 5.3 – Класифікація підшипників кочення

**Кулькові однорядні радіальні** типу 0000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження в обох напрямках, до 70 % невикористаного радіального навантаження. Ці підшипники забезпечують осьову фіксацію валів в межах осьового зазору та задовільно працюють при перекосах кілець на кут не більш 8'. У



порівнянні з іншими вони допускають найбільшу частоту обертання валів. Сепаратори переважно штамповані, але в деяких підшипниках, для роботи в особливих умовах (велика частота обертання), застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, текстоліту та ін.

**Область застосування** – жорсткі двоопорні вали, прогин яких не викликає надмірного кутового зміщення осі

вала відносно осі посадочного отвору, вали з відстанню між опорами  $L \leq 10d$ .



**Кулькові радіальні дворядні сферичні** типу 1000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження, в обох напрямках до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Доріжка кочення на зовнішньому кільці сферична, це забезпечує нормальну роботу підшипника при значному перекосі (до  $2...3^\circ$ ) внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники типу 11000 мають конічний отвір (конусність 1:12), укомплектовані закріплювальною втулкою з гайкою і призначені для встановлення на гладких циліндричних валах у будь якому місці.

**Область застосування** - багатоопорні вали трансмісійного типу, двоопорні вали, що мають під час роботи прогини, вали в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд (при монтажі підшипників в окремо розташованих корпусах на рамах з незначною жорсткістю та ін.).

**Роликові радіальні з короткими циліндричними роликами** типу 2000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Вони мають



значно більшу навантажувальну здатність, ніж рівногабаритні радіальні кулькові підшипники, але допускають меншу частоту обертання. Ці підшипники дуже чутливі до перекосів так як при цьому виникає концентрація напружень по краю роликів.

**Область застосування** – жорсткі короткі двоопорні вали.

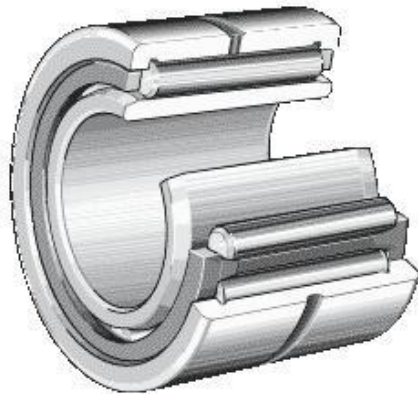


**Роликові радіальні сферичні** типу 3000 призначені в основному для сприйняття радіальних навантажень, але спроможні сприймати осьове навантаження діюче в обох напрямках і не перевищує 25 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

Можуть працювати при чистому осьовому навантаженні, але у цьому випадку працює один ряд роликів. Підшипники мають два ряди бочкоподібних роликів. Допускають перекіс кілець 2...3 °.

**Область застосування** – важко навантажені багатоопорні вали, які мають значні прогини, вали, які мають консольне навантаження в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгую співвісність посадочних гнізд.

**Роликові радіальні з довгими циліндричними роликами або голчасті** типу 4000 призначені для сприйняття



тільки радіального навантаження. Мають значно менші радіальні розміри, ніж інші типи підшипників. Монтаж

зовнішнього та внутрішнього кілець з комплектом голок, як правило, виконується окремо один від одного. Перекіс кілець не допускається. Підшипники з сепараторами допускають більшу частоту обертання, але мають меншу навантажувальну спроможність з-за меншої кількості голок.

**Область застосування** – опори, розміри яких мають обмеження в радіальному напрямку. Найчастіше ці підшипники застосовуються для роботи у режимі коливань (наприклад, карданні вали).

**Роликові радіальні з витими роликами** типу 5000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Ролики, які звиті зі сталеві стрічки, являють собою своєрідні пружини здатні сприймати та гасити ударні навантаження. У порівнянні з підшипниками з суцільними роликами мають знижену жорсткість і збільшені радіальні зазори, менш чутливі до забруднення вузла. Сепаратори цих підшипників складаються з двох кілець, що з'єднані між собою розпірками, які проходять крізь осьові порожнини роликів.

**Область застосування** – опори валів з середніми по величині радіальними навантаженнями ударного характеру, зі зменшеними вимогами до точності монтажу.

**Кулькові радіально-упорні** – типу 6000 призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Спроможність сприймати осьове навантаження залежить від кута контакту  $\alpha$ , зі збільшенням якого зростає осьова вантажопідйомність підшипника. По швидкохідності не поступаються кульковим типу 0000.

**Область застосування** – жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють в обох опорах навіть при умові односторонньої дії навантаження. Для сприйняття двостороннього осьового навантаження однією опорою в ній застосовують здвоєні підшипники. Особливістю підшипників є те, що вони вимагають регулювання осьового зазору в процесі монтажу і у процесі подальшої експлуатації.

**Радіально-упорні конічні** – типу 7000 призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень. Допустимі колісні швидкості нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликами. Спроможність сприйняття осьового навантаження визначається кутом



конусності  $\alpha$  зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конусності (тип 27000) осьове навантаження збільшується за рахунок зменшення радіального. Підшипники не допускають перекосу осей валів і гнізд опор. Підшипники можна монтувати з попереднім натягом, який створюється при умові опори вала на двох конічних підшипниках. Існують і дворядні конічні роликові підшипники.

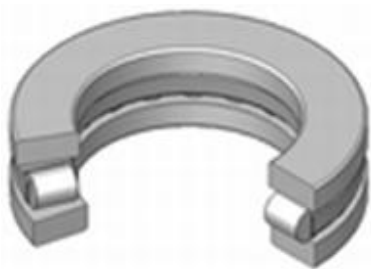
**Область застосування** - жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють попарно навіть односторонній дії навантаження. Вони допускають роздільний монтаж зовнішніх кілець і вимагають регулювання зазорів як під час монтажу, так і в процесі експлуатації.

**Кулькові упорні** – типу 8000 призначені для сприйняття тільки осьових навантажень. Вони допускають значно меншу частоту обертання порівняно з іншими типами підшипників, тому що доріжки кочення кілець можуть сприймати обмежені відцентрові зусилля.



**Область застосування** – комбіновані опори валів різноманітних машин при дії значних осьових зусиль.

**Роликові упорні** – типу 9000 призначені для сприйняття осьових навантажень. Мають значно більше допустиме осьове навантаження порівняно з кульковими упорними підшипниками. В роликових упорних підшипниках застосовуються як циліндричні, так і конічні ролики. Останні допускають значно більшу частоту обертання валів.



**Область застосування** - опори валів при дії значних осьових зусиль. Підшипники типу 9000 головним чином встановлюють у вузлах з вертикальним розташуванням валів.

При ремонті та експлуатації машин виникає необхідність встановити тип і розміри підшипників кочення по умовному позначенню.

Умовні позначення підшипників встановлені ГОСТ 3189-75. Для підшипників кочення прийнята цифрова система умовних позначень, що дозволяє довгу назву замінити кількома цифрами, які інформують про всі основні характеристики підшипника.

Маркірування найчастіше виконують на торці одного з кілець підшипника, однак воно може бути виконане і на поверхні захисної шайби, на циліндричній поверхні зовнішнього кільця, а також на пакувальній коробці.

Позначення звичайно складається з двох груп знаків.

Перша група вказує на підприємство, яке виготовило підшипник. Наприклад, 4ГПЗ (4-й державний підшипниковий завод).

Друга група складається з цифр або з цифр і літер, що і є умовним позначенням підшипника. Умовне позначення підшипника складається з основного позначення і додаткового, яке може бути як ліворуч, так і праворуч від основного.

Основне позначення підшипників складається тільки з цифр, максимальна кількість яких дорівнює семи. Додаткові знаки ліворуч від основного позначення можуть відокремлюватися літерою або знаком “-” (дефіс). Додаткові знаки праворуч завжди починаються з літери. Вони характеризують матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні та технологічні вимоги, мастило закладене у підшипники з захисними шайбами, спеціальні вимоги щодо шуму та ін.

Розташування знаків умовних позначень підшипників малогабаритних з діаметром внутрішнього кільця менш 10

мм наведено на рисунку 5.4, інших (внутрішні діаметри від 10 до 495 мм) на рисунку 5.5.



Рисунок 5.4 – Позначення підшипників кочення з діаметром внутрішнього кільця до 10 мм

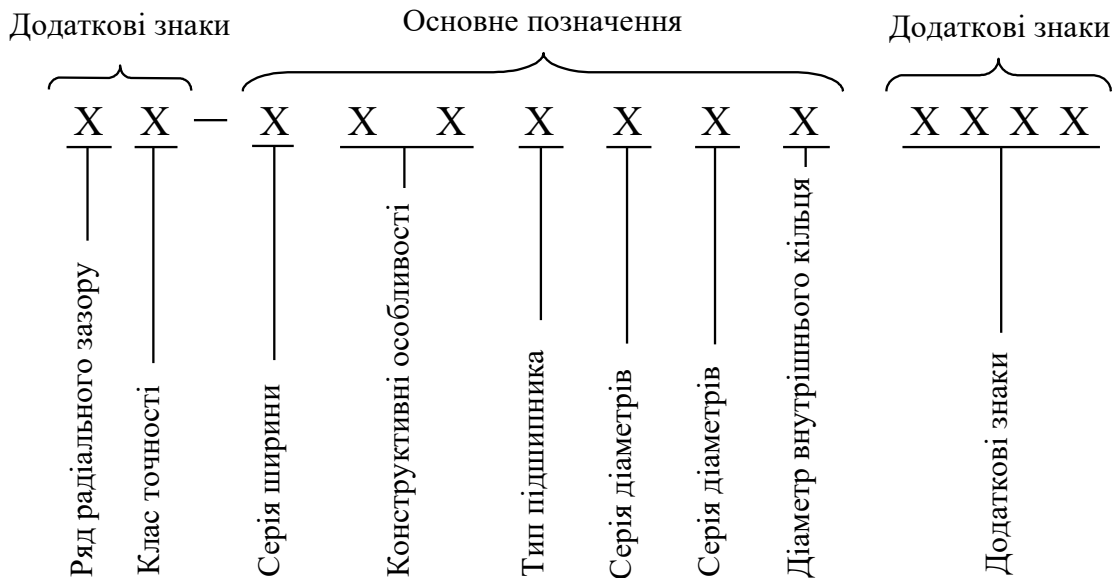


Рисунок 5.5 – Позначення підшипників кочення з діаметром внутрішнього кільця від 10 до 495 мм

## **Додаткові знаки ліворуч**

**Ряд радіального зазору** – інформація про радіальний зазор в підшипнику, яка вказує на номер ряду радіальних зазорів. По номеру можна визначити зміщення внутрішнього кільця відносно зовнішнього при прикладенні до нього нормованого зусилля в площині, яка перпендикулярна осі обертання. Цифра “0”, або її відсутність відповідають зазору по основному ряду.

**Клас точності** - позначається цифрами : 0; 6; 5; 4 та 2. Порядок переліку відповідає підвищенню точності.

Крім наведених двох додаткових знаків зліва можуть зустрітися підшипники, які мають в умовному позначенні літеру “М” або “Б”. Ці літери позначають, що підшипник призначено для ремонтних цілей.

## **Основне позначення**

**Серія ширини** –цифри від 0 до 8, які разом з серією по діаметру, дозволяють по таблицях визначити зовнішній діаметр і ширину. Підшипники по ширині: особливо вузькі, вузькі, нормальні, широкі, особливо широкі та невизначеної серії.

**Конструктивні особливості** позначаються цифрами від 00 до 99 і регламентовані ГОСТ 3395 – 75.

**Тип підшипника** – основна його характеристика, яка вказує на напрям сприйняття навантаження. Розташовані на цьому місці цифри наведені на рисунку 2 і описі типів (с. 9...8).

**Серія діаметрів** – разом з серією по ширині інформує про габаритні розміри. При серії по ширині “0” цифра серії діаметрів: 0 – малогабаритні підшипники (рис.3); 1 - особливо легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка; 7 – особливо легка; 8 – надлегка; 9 – надлегка (невизначені внутрішні діаметри).

**Діаметр внутрішнього кільця** – умовне позначення, яке несе інформацію про внутрішній діаметр підшипника.

Для малогабаритного підшипника (рис. 3) серія діаметрів “0”, діаметр внутрішнього кільця вказано безпосередньо у міліметрах.

Якщо серія діаметрів позначена цифрами від 1 до 8, це означає, що внутрішній діаметр підшипника в межах від 10 до 495 мм. Щоб визначити діаметр внутрішнього кільця підшипника треба цифри, що позначають діаметр помножити на “5”.

Винятком є підшипники з внутрішніми діаметрами 10...17 мм. Значення діаметра внутрішнього кільця вказується так: 00 – діаметр 10 мм; 01 – діаметр 12 мм; 02 – діаметр 15 мм; 03 – діаметр 17 мм.

Якщо серія діаметрів позначена 9 (невизначена серія), визначити фактичний діаметр можна тільки по спеціальних таблицях. Внутрішні діаметри підшипників 0,6; 1,5; 2,5; 22; 28; 32; 500 мм і більші відокремлюють від позначення серії діаметрів навкісною рисою (/).

### **Додаткові знаки праворуч**

Основною відмінністю початку додаткових знаків праворуч є те, що вони завжди починаються з літери.

Кожна вимога позначається групою знаків, які складаються з літери, котра характеризує цю вимогу, і однієї або двох цифр, які вказують на конкретні параметри цієї вимоги. В додатковому позначенні може бути тільки одна літера без цифр. Відсутність додаткових знаків свідчить про відсутність відповідних вимог.

### **Матеріали**

Підшипникові сталі поділяють на дві групи – високовуглецеві твердогартовані і маловуглецеві цементовані. Кільця і тіла кочення підшипників загального застосування виготовляють в основному зі сталі першої

групи, а саме, сталі ШХ-15. Підшипники великих габаритів ( $d > 100$  мм) звичайно виготовляють зі сталей підвищеного гартування – ШХ15СГ, ШХ20СГ. Конічні підшипники масового виробництва виготовляють з цементованої сталі марок 15Х, 20Х, 18ХГ, 15Г. Для роботи в умовах високих температур (до  $500^{\circ}\text{C}$ ), в агресивних середовищах кільця і тіла кочення виготовляють з жароміцних і корозійно-стійких сталей. Поліпшення якості застосованого металу досягається за рахунок зниження вмісту шкідливих домішок у металі – виплавою у вакуумних печах, електрошлаковим переплавом. Наприклад, сталь ШХ15-ВД електрошлакового переплаву з наступним вакуумно-дуговим переплавом використовують для відповідальних підшипників, що дозволяє підвищити їхню довговічність у 1,5...2,5 рази.

Досліджують підшипників на спеціальних машинах – стендах. Можуть бути конструкторські (на відповідність підшипника технічному завданню), ресурсні (на довговічність при режимах, що передбачені технічними умовами чи спеціальною програмою), типові (перевірка працездатності підшипників в експлуатаційних умовах), контрольні (перевірка якості випущеної продукції на відповідність технічній документації), порівняльні, приймально-здавальні, випробування на стійкість при перевантаженнях і вібрації, на гучність, кліматичні і температурні, вакуумні.

### **2.3 Оснащення робочого місця**

- стенд лабораторний для випробування підшипників кочення;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- каталог підшипників кочення;
- звіт з лабораторної роботи;

- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

## **2.4 Інструкція з охорони праці**

### 2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

### 2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;

- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача.

### 2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби, по лабораторії;
- не застосовувати мірильний інструмент не за призначенням;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

### 2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- здати робоче місце викладачу.

### 2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 01.

## **2.6 Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту**

### 2.5.1 При проведенні замірів та огляді кожного підшипника з представленого набору потрібно звертати увагу на форму отвору внутрішнього кільця, форму бігових доріжок, конструкцію, матеріал сепаратора, інші конструктивні особливості, тощо.

2.5.2 В характеристику підшипника, що оглядається, включити крім типу і його основних розмірів відомості по статичній та динамічній вантажопідйомності.

2.5.6 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжності (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.7 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.8 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

### **3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ**

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на спеціальному бланку розробленому кафедрою ТМКП ім. професора В.М. Найдиша і містить необхідні положення для виконання лабораторної роботи (форма звіту додається).

#### **Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного**

Кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування  
ім. професора В.М. Найдиша»

Звіт по лабораторній роботі № 5  
з дисципліни «Технічна механіка»

### **ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ**

*Мета роботи:* Закріпити знання по конструкції та класифікації підшипників. Розрахувати критичну частоту обертів.

*Зміст роботи:* Вивчити зображення підшипників на схемах, конструктивні властивості, та виконати розрахунок граничної частоти обертання підшипників. Провести огляд та

заміри підшипників, встановити тип і класифікаційний номер кожного з них.

1 Умовні позначення підшипників на схемах

Таблиця 1 – Типи підшипників та умовні позначення

Найменування підшипника		Умовне позначення
Підшипники кочення без уточнення типу	радіальний	
	упорний	
Підшипники кочення з уточненням типу	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	

2 Показники підшипників:

Таблиця 2 – Визначення умовних позначень підшипників

Показник	Позначення	Визначення
Динамічне навантаження, Н		
Статичне навантаження, Н		
Гранична частота обертання, с <sup>-1</sup>		
Габаритні розміри, мм		
Клас точності		

### 3 Вивчення конструктивних особливостей підшипників

Таблиця 3 – Результати огляду та замірів підшипників

Розміри підшипника			Конструктивні особливості (форма, кількість тіл кочення, форма бігових доріжок, вид сепаратора і таке інше)	Номер по каталогу
d, мм	D, мм	B, мм		

#### 4 Розрахунок граничної частоти обертання

Задані показники підшипників:

Тип підшипника \_\_\_\_\_

№ підшипника \_\_\_\_\_

Граничну частоту обертання слід визначати по формулі:

$$n = \frac{(d_m \cdot n) \cdot K}{d_m} =$$

де  $d_m \cdot n$  - швидкісний параметр, найменше значення якого вибирається в залежності від типу підшипника та виду змащення підшипника;

$K$  – коефіцієнт, що враховує вплив сприймаемого підшипником навантаження по величині довговічності, визначається по графіку (Підшипники кочення, метод.

посібник./ Рисунок 4.2, с. 50). Довговічність  $L_h$  – по ГОСТ 18855 – 82.

$d_m$  – діаметр кола, що проходить через центра тіл кочення.

$$n = \text{—————} =$$

Примітка. Для підшипників надлегких і особливо легких серій діаметрів гранична частота обертання збільшується на 10 % в порівнянні з розрахованої по формулі.

## 5 Контрольні запитання

5.1 В якому випадку при розрахунках підшипників використовується показник динамічної вантажопідйомності?

---

5.2 В якому випадку при розрахунках підшипників використовується показник статичної вантажопідйомності?

---

5.3 Як по умовному позначенню підшипників визначити діаметр внутрішнього кільця підшипника?

---

5.4 У яких випадках по позначенню підшипників не можна визначити діаметр внутрішнього кільця?

---

5.5 Які наслідки можуть виникнути у разі перевищення граничної частоти обертання підшипників?

---

Роботу виконав \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) (П.І.Б. студента)

Відмітка про залік \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_  
(підпис) (П.І.Б. викладача)

#### **4 Критерії оцінювання лабораторної роботи**

Максимальна оцінка складає 10 балів. Оцінювання здійснюється шляхом тестування (письмового або за допомогою ПЕОМ) у відсотках від кількості вірних відповідей. Мінімальна сприйнятлива кількість вірних відповідей складає 60% тобто 6 балів.

#### **Тести до теми: «Вивчення конструкцій підшипників кочення»**

##### **1 До переваг підшипників кочення відносять:**

- а) взаємозамінність
- б) мала радіальна жорсткість
- в) обмежена швидкохідність
- г) чутливість до ударних навантажень

##### **2 До переваг підшипників кочення відносять:**

- а) простота монтажу і експлуатації
- б) шум
- в) обмежена вантажопідйомність
- г) великі радіальні розміри

##### **3 До недоліків підшипників кочення відносять:**

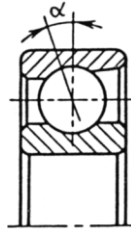
- а) чутливість до ударних і вібраційних навантажень
- б) масове виробництво
- в) мала потреба в мастильному матеріалі
- г) простота монтажу і експлуатації

##### **4 До недоліків підшипників кочення відносять:**

- а) великі радіальні розміри
- б) малі втрати на тертя
- в) малі осьові розміри
- г) взаємозамінність

**5 Діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника 36212 складає...**

- а) 60 мм
- б) 2 мм
- в) 12 мм
- г) 10 мм

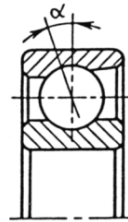


**6 Яка з наведених марок сталей застосовується для виготовлення кілець підшипників кочення?**

- а) ШХ15СГ
- б) 30ХГС
- в) 40ХН
- г) 45

**7 Вкажіть діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника 46200**

- а) 10 мм
- б) 2 мм
- в) 20 мм
- г) 200 мм



**8 Скільки з наведених підшипників (314, 217, 112, 209, 205, 107, 608) відноситься до легкої серії?**

- а) три
- б) п'ять
- в) два
- г) один

**9 З якою метою конструкція підшипника, зображеного на рисунку, передбачає два ряди тіл кочення?**

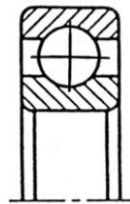
- а) для забезпечення ефекту самовстановлення
- б) для підвищення вантажопідіймальності
- в) для сприйняття підвищених осьових зусиль
- г) для сприйняття двосторонніх осьових зусиль

**10 Скільки з наведених підшипників (509, 317, 432, 307, 1103, 3512) відносять до середньої серії?**

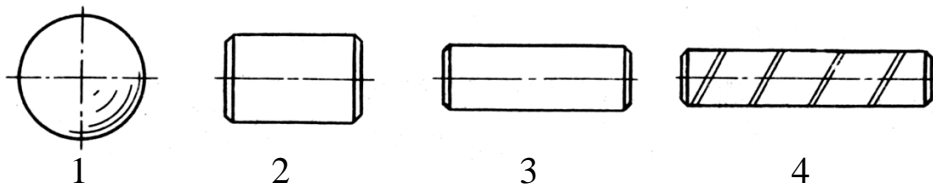
- а) два
- б) три
- в) чотири
- г) один

**11 Вкажіть діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника з умовним позначенням 5210**

- а) 50 мм
- б) 10 мм
- в) 210 мм
- г) 21 мм



**12 Яке з наведених на рисунку тіл кочення призначене для застосування в підшипниках, що працюють в умовах динамічних навантажень?**



- а) 1
- б) 2
- в) 3
- г) 4

**13 Підшипник кочення складається з ...**

- а) внутрішнього та зовнішнього кілець, тіл кочення, сепаратора
- б) вкладишів, корпусу, тіл кочення
- в) корпусу, сепаратора, тіл кочення
- г) внутрішнього та зовнішнього кілець, тіл кочення

#### 14 Сепаратор в підшипнику ...

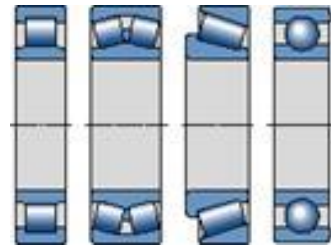
- а) розподіляє та направляє тіла кочення
- б) збільшує навантажувальну здатність
- в) зменшує тертя
- г) направляє тіла кочення

#### 15 За формою тіл кочення підшипники поділяють на

- а) кулькові, роликові
- б) радіальні, упорні
- в) роликові, упорні
- г) кулькові, радіальні

#### 16 Що показано на рисунку?

- а) підшипники кочення
- б) підшипники обертання
- в) шарики та ролики
- г) підшипники ковзання



#### 17 Який підшипник вказаний на рисунку?

- а) шарикопідшипник радіальний однорядний
- б) шарикопідшипник радіально-упорний дворядний
- в) шарикопідшипник упорно-радіальний однорядний
- г) шарикопідшипник багаторядний



#### 18 Який підшипник вказаний на рисунку?

- а) роликopідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний
- б) роликopідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний без внутрішнього кільця
- в) роликopідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний без зовнішнього кільця
- г) роликopідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами дворядний



**19 Який підшипник вказаний на рисунку?**

- а) шарикопідшипник упорний одинарний
- б) шарикопідшипник упорний подвійний
- в) роликопідшипник упорний сферичний
- г) підшипник шарнірний



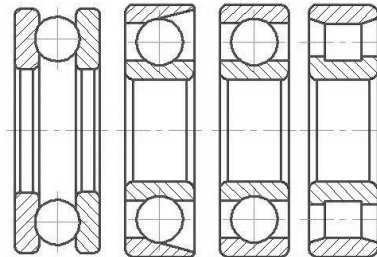
**20 Який підшипник вказаний на рисунку?**

- а) роликопідшипник радіально-упорний конічний однорядний
- б) шарикопідшипник радіально-упорний конічний дворядний
- в) роликопідшипник радіально-упорний конічний чотирьохрядний
- г) роликопідшипник упорний сферичний



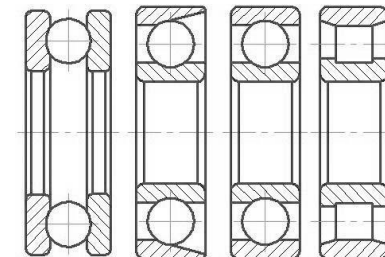
**21 Який з зображених на рисунку підшипників призначений для сприйняття тільки радіального навантаження**

- а) перший
- б) другий
- в) третій
- г) четвертий



**22 Який з зображених на рисунку підшипників призначений для сприйняття тільки осьового навантаження**

- а) перший
- б) другий
- в) третій
- г) четвертий



**23 Для яких умов експлуатації застосовують підшипники з роликами навитими з сталеві стрічки?**

- а) для машин, що працюють в умовах ударних навантажень
- б) для машин, що працюють в умовах підвищеної запиленості
- в) для машин, що працюють в агресивних середовищах

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Деталі машин: підручник / Мінняло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.- К.: Агроосвіта, 2013.- 448 с.

2 Иванов Н.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов. -5 изд перераб. / Н.Н. Иванов.- М.: Высшая школа, 1991.- 336 с.

3 Решетов Д.Н. Детали машин.- 4-е изд. перераб. и доп. / Д.Н. Решетов.- М.: Машиностроение,1989. - 496 с.

4 Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О.Дереза, С.М.Коломієць.- Мелітополь: ТДАТУ, 2019.- 159с.

5 Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя : в 3-х книгах / В.И. Анурьев. – 5-е изд. – М. : Машиностроение, 1979.

6 Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 368 с.

7 ДСТУ 3012-95. Підшипники кочення та ковзання. Терміни та визначення : Подшипники качения и скольжения. Термины и определения : чинний від 1996-01-01. Офіц.вид. К. : Держстандарт України, 1995. – 75 с.

8 Коновалюк Д.М. Деталі машин: Підручник. Друге видання / Д.М. Коновалюк, Р.М. Ковальчук – К. : Кондор, 2004. – 584 с.

9 Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підруч. 2-е вид. перероб. / В.Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.

Навчальне видання

**Антонова** Галина Володимирівна  
**Мацулевич** Олександр Євгенович,  
**Івженко** Олександр Васильович  
**Пихтєєва** Ірина Вікторівна  
**Щербина** Віктор Михайлович  
**Чаплінський** Андрій Петрович  
**Галько** Сергій Віталійович

## **ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА**

Навчально – методичний посібник

Надруковано з оригіналів макетів замовника  
Підписано до друку формат 60x84 1/16  
Папір офсетний. Наприклад 100 примірників  
Замовлення №

Виготовлювач ПП Верескун В.М.  
Видавничо – поліграфічний центр «Люкс»  
М. Мелітополь, вул. М. Грушевського, 10 тел (0619)44-45-11  
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
До державного реєстру видавців, виробників і  
розповсюджувачів видавничої продукції від 11.06.2002 р.  
серія ДК № 1125