

**№ 824**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ТРАНСПОРТУ**

**Кафедра теоретичної та прикладної механіки**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З**  
**КУРСУ «ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»**  
**для спеціальностей «Вагони та вагонне господарство»,**  
**«Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання**

**КИЇВ 2014**

УДК 621.81

**Деталі машин та основи конструювання.** Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу «Деталі машин та основи конструювання» для спеціальностей «Вагони та вагонне господарство», «Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання /Косенко В.І., Панов С.Л., Кульбовський І.І. – К.:ДЕТУТ, 2013. –36 с.

Розроблені методичні поради щодо виконання лабораторних робіт з вивчення конструкторських та параметрів редукторів, визначення коефіцієнта корисної дії та проведення дослідження щодо їх енергетичної ефективності. В ході проведення лабораторних робіт студенти отримують певний досвід експериментальних досліджень, роботи із приладами та обробки результатів вимірювань.

Методичні вказівки розглянуті та затверджені на засіданні кафедри теоретичної та прикладної механіки ( протокол № 4 від 28.11.2013) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗТ ( протокол № 4 від 10.12.2013)

Призначені для студентів механічних спеціальностей усіх форм навчання та відповідають робочій програмі курсу « Деталі машин і основи конструювання»

**Укладачі:** Віталій Іванович Косенко, к.т.н., доцент  
Сергій Львович Панов, к.т.н., доцент  
Іван Іванович Кульбовський ,к.т.н., доцент

**Рецензенти:** Юрій Олександрович Шостачук, к. т. н., доцент  
Вадим Миколайович Іщенко, к. т. н., доцент



## Вступ

Як відомо, «Деталі машин» - це наукова дисципліна з теорії, розрахунку та конструювання складових частин машин: деталей і вузлів загальномашинобудівного призначення. Глибоке та міцне засвоєння матеріалу курсу не можливе без набуття навичок і певного досвіду експериментального дослідження окремих вузлів та деталей, ознайомлення з вимірювальними приладами і методикою та способами визначення важливих параметрів і характеристик вузлів машин. Тому навчальними планами підготовки спеціалістів транспортної галузі, а також загальномашинобудівного напрямку підготовки передбачено проведення лабораторного практикуму з курсу « Деталі машин та основи конструювання». Зокрема він включає роботи з ознайомлення типових конструкцій вузлів, визначення їх параметрів, проведення дослідження щодо їх енергетичної ефективності. В ході проведення лабораторних робіт студенти отримують певний досвід експериментальних досліджень, роботи із приладами та обробки результатів вимірювань.

### **Загальні вимоги до виконання лабораторних робіт і техніки безпеки**

1. Допуск до роботи в лабораторії студент отримує на першому занятті після вивчення правил і отримання інструктажу по техніці безпеки і особистого підпису в журналі по техніці безпеки.
2. Починаючи підготовку до лабораторної роботи необхідно: вивчити теоретичні питання по рекомендованій літературі; ознайомитися з описом лабораторної роботи по методичним вказівкам; з'ясувати цілі і задачі дослідження.
3. Отримати дозвіл викладача на проведення експериментів, після чого необхідно: в зручному порядку розмістити інструменти і пристрої; підключити вимірюючу і реєструючу апаратуру і переконатися в її працездатності; увімкнути установку і переконатись в її справності, після чого розпочати виконання експерименту.
4. Під час проведення експериментів не дозволяється: відлучатися з робочого місця; проводити збирання і розбирання вузлів працюючої установки; класти на установку зайві предмети ; знімати огорожу; різко змінювати робочі навантаження.
5. Забороняється проводити розбирання вузлів лабораторних установок і приладів, не зв'язаних з проведенням експериментів.
6. Зняті деталі і інструмент необхідно розміщувати так, щоб виключити можливість травмування.
7. Після закінчення експерименту вимкнути установку, прибрати робоче місце, здати інструмент, прилади, літературу і т.ін.
8. Кожен студент повинен скласти звіт по лабораторній роботі.  
При заліку кожна робота підлягає захисту.

## Лабораторна робота № 1, 2, 3

### Вивчення конструкцій і визначення параметрів редукторів

**Мета роботи** – вивчити конструкції і визначити параметри редукторів (зубчатого циліндричного, конічного і черв'ячного).

#### 1 Обладнання, прилади, інструменти

1.1 редуктори ( моделі)

1.2 штангенциркуль

1.3 лінійка

#### 2 Конструкції редукторів

Редуктори - це передачі зачепленням, змонтовані в окремому жорсткому корпусі.

##### 2.1 Циліндричний редуктор

Одно або багато ступеневі циліндричні зубчасті передачі, які розташовані в окремому корпусі і призначені для зниження кутової швидкості та підвищення обертального моменту, називаються зубчастими редукторами.

Редуктор складається з корпусу, картеру і кришки. Корпус і кришку редуктора з'єднують болтами та центрують штифтами. У місцях влаштування підшипникових вузлів у корпусі передбачені приливи. З метою збільшення жорсткості редуктора в місцях передачі зусиль від підшипників на корпусі передбачають ребра або відповідне зміцнення стінки корпусу. Як правило, редуктори мають площину роз'єму по вісях валів що забезпечує зручні умови збирання. Розточування отворів під підшипники у кришці та корпусі виконують у зібраному вигляді. З цією метою положення кришки відносно корпусу фіксують двома штифтами, розташованими на якомога більшій відстані один від одного( по діагональній кришці корпусу).

У верхній частині кришки є вікно для огляду зачеплення та заливання мастила в редуктор. Вікно затуляють кришкою - душником (душник може бути окремою деталлю), яку закріплюють до кришки корпусу гвинтами. Для контролювання рівня мастила застосовують щуп, або передбачають контрольний отвір, який виконують у стінки корпусу на відповідному рівні. Отвір закривають пробкою.

Зливають мастило через отвір у нижній частині корпусу, який закритий пробкою. Функцію запобіжника витоку мастильного матеріалу зовні редуктора виконують манжетні ущільнення. Вони розташовані у прохідних кришках підшипникових вузлів. Для забезпечення щільності стику площину роз'єму корпусу та кришки редуктора вкривають пастою “ Герметик”. Для полегшення знімання кришки при розбиранні редуктора у фланець кришки вкручують віджимний гвинт. Віджимні гвинти ставлять у двох протилежних місцях. Різьбовий отвір виконують у нижньому, а не у верхньому фланці (тут він менше забруднюється).

Для захвату редуктора при підйомах і транспортуванні використовують рим - болти, провусини та гачки.

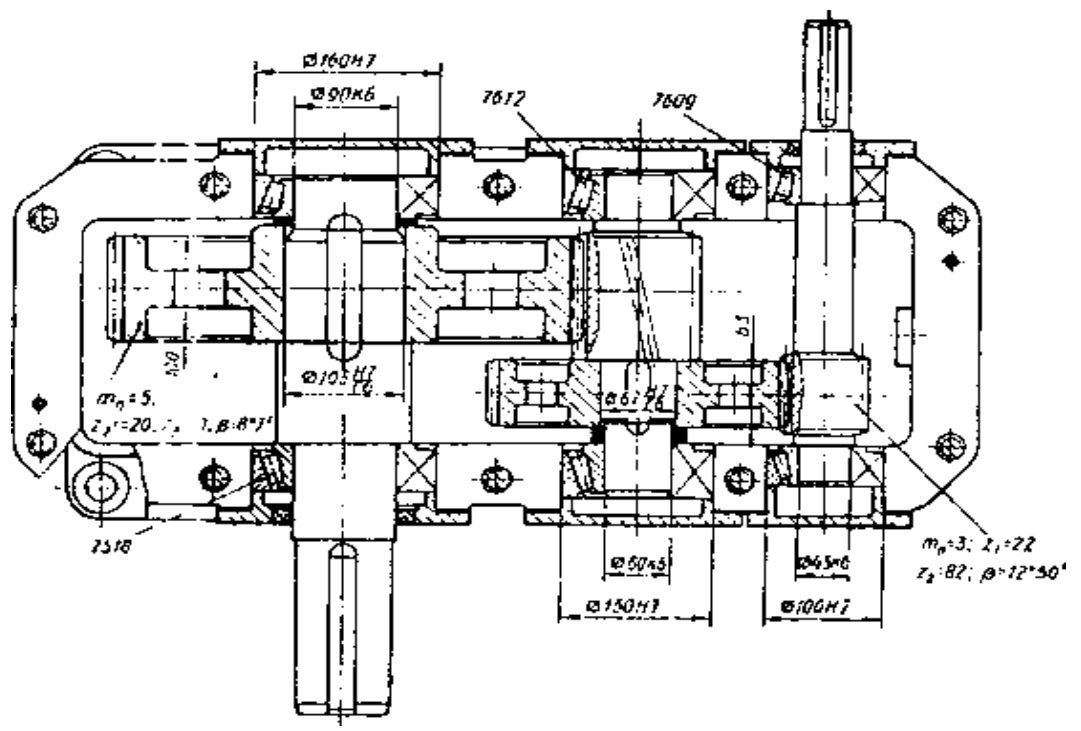
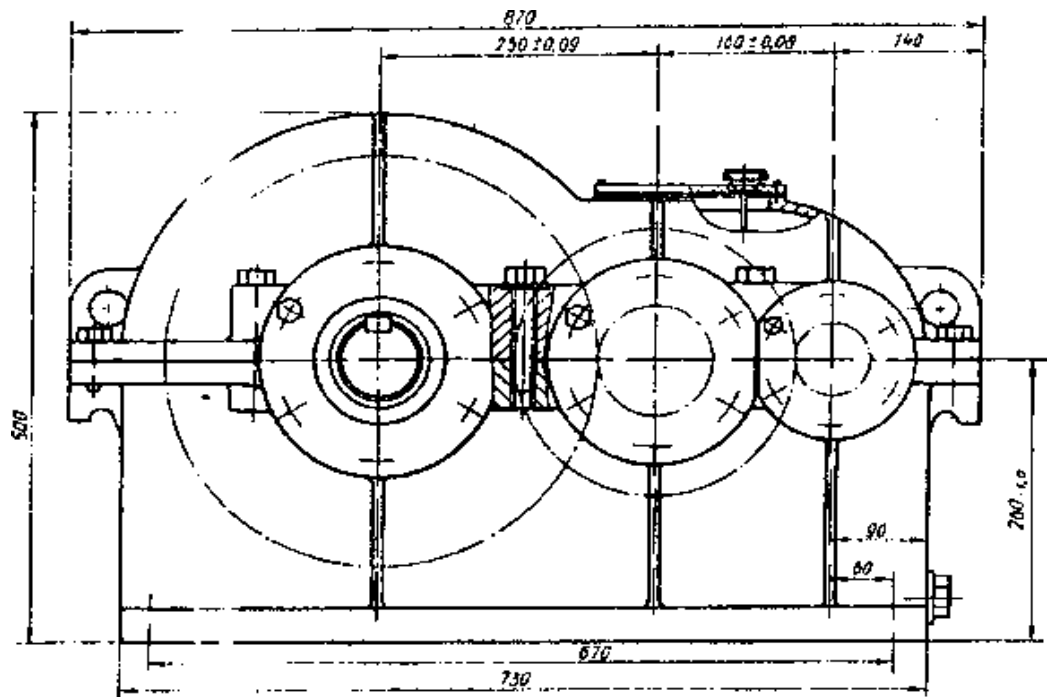


Рисунок 1-Циліндричний редуктор

2.2 Конічний редуктор

Конічна зубчаста передача, яка розташована у корпусі і призначена для зниження швидкості обертання називається редуктором.

Конічні редуктори застосовують у випадках, коли треба передати обертальний рух між валами, осі яких перетинаються. Найчастіше конічні редуктори використовують, коли вали перетинаються під кутом,  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , де  $\delta_1 + \delta_2$  - кути ділительних конусів коліс.

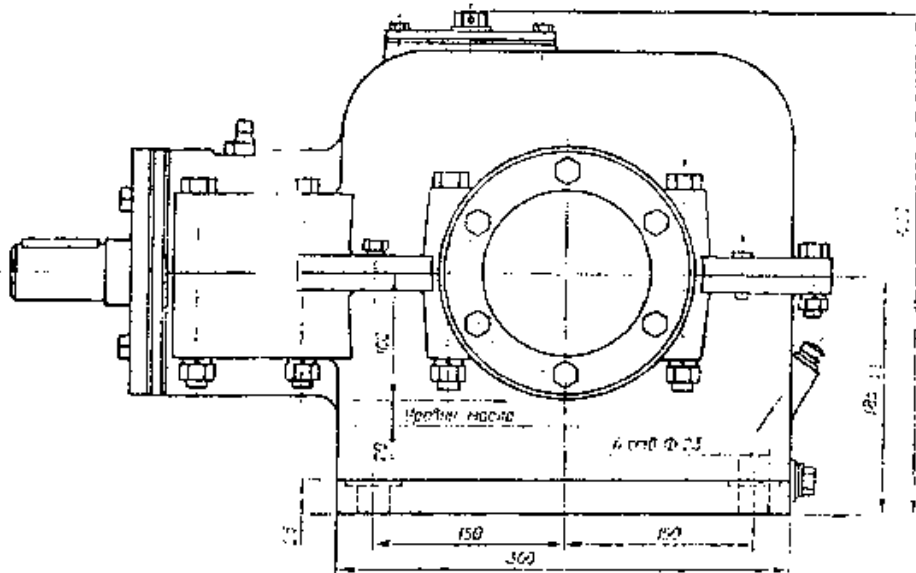
Конічні передачі більш складні при виготовленні та монтажі на відміну від циліндричних. Перетин осей ускладнює розташування опор, тому одне з конічних коліс шестерні розташовують, як правило, консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантажень по довжині зуба. За рахунок дій осьових сил на конічні зубчасті колеса доводиться ускладнювати конструкцію опорних вузлів.

### 2.3 Черв'ячний редуктор

Черв'ячні редуктори застосовують для передачі руху між валами, геометричні осі яких перекриваються у просторі, найчастіше під кутом  $\Sigma = 90^\circ$ .

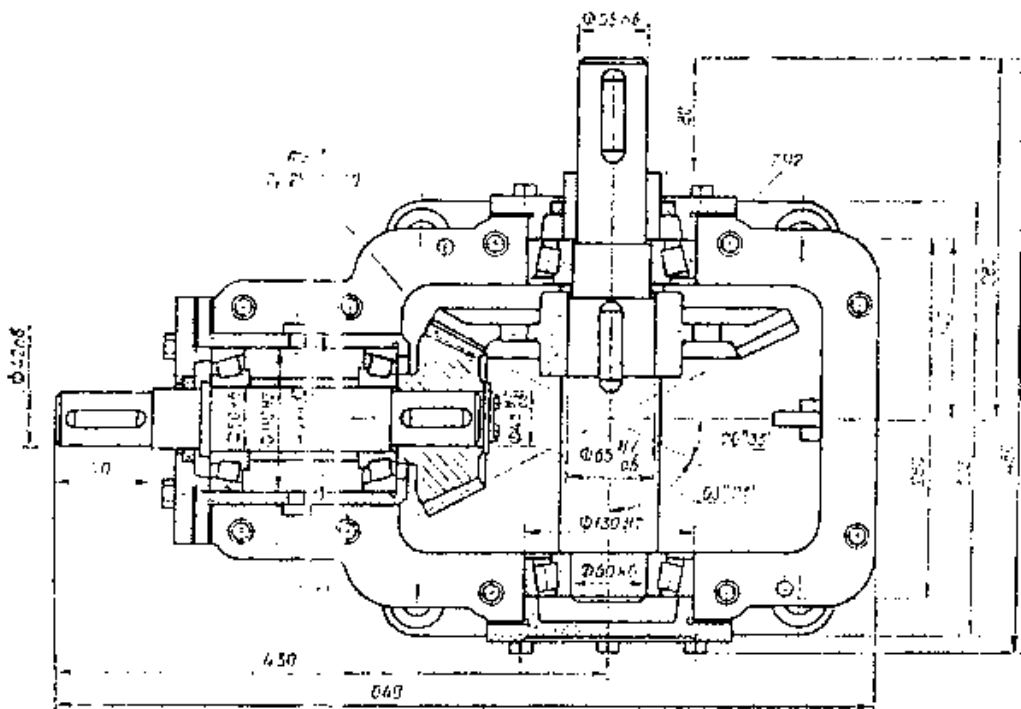
Черв'ячний редуктор збільшує момент. Одночасно виконують зниження швидкості. При цьому виконують колеса здійснюють виступ.

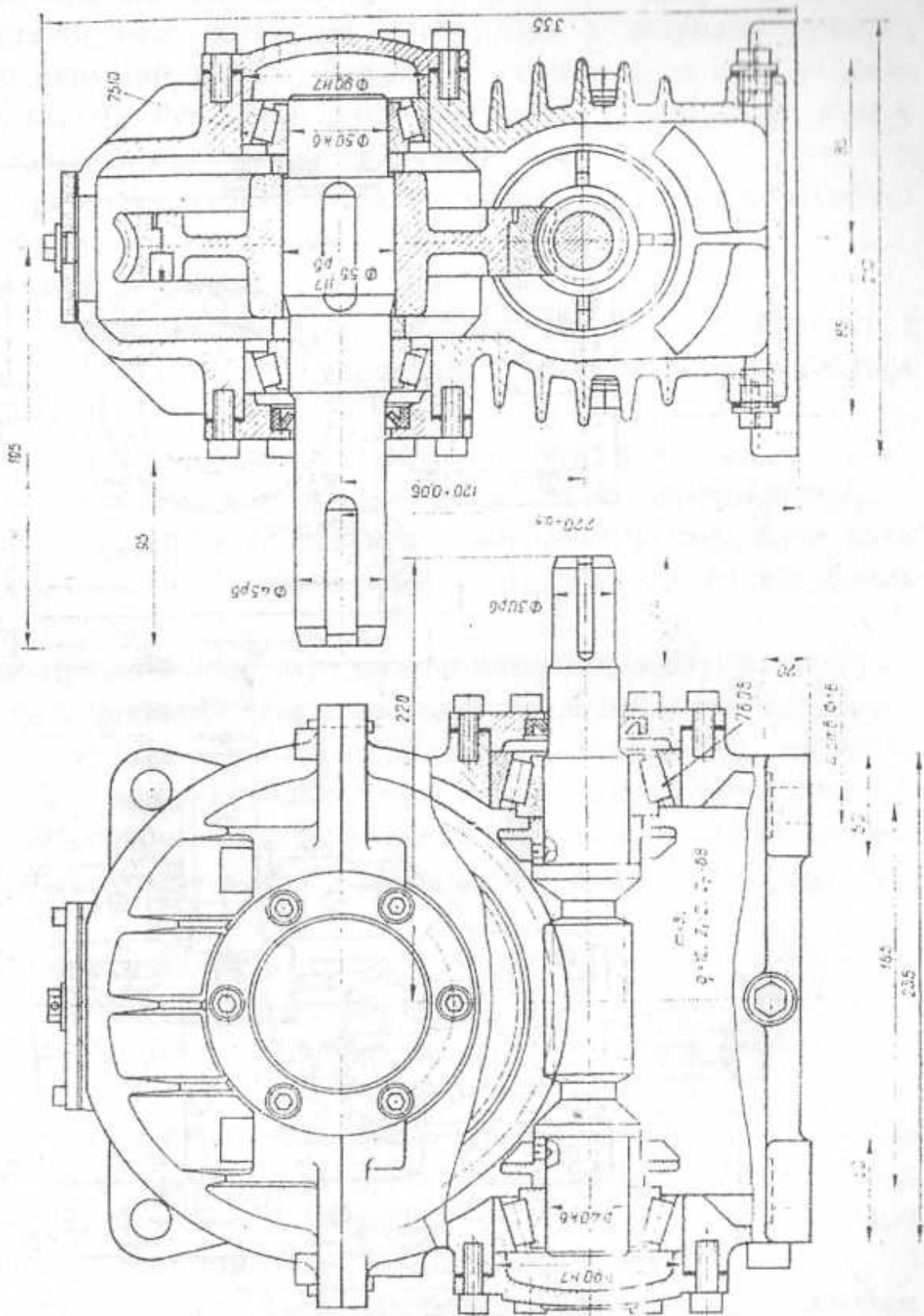
рами і, які жуть ових :сом. но з леса ного шків боку



3. 3.1 3.1 3.1 зачеп. 3.1 також міжц. 3.1 з'єдн. 3.1 3.1 спосіб (душ 3.1 ГВИНТ

тєнів Н. им, а ня й іцеві гила; тунів гажі:







### **Рисунок 3-Черв'ячний редуктор**

3.2 Скласти ескіз кінематичної схеми зубчастого редуктора з позначенням чисел зубів. Записати характеристику даного редуктора, користуючись основними

елементами класифікації.

Проаналізувати переваги та недоліки даної схеми в порівнянні з іншими, використовуючи контрольні запитання.

#### 4. Форма протоколу лабораторної роботи:

##### Частина 1. Складання кінематичної схеми зубчастого редуктора і її аналіз.

Виконується кінематична схема з позначенням елементів конструкції згідно з ЄСКД. Всі кінематичні елементи позначаються позиціями на виносці. Розмір схеми повинен бути не менше половини сторінки, а елементи конструкції пропорціональні натурі.

Коротке описання типу редуктора повинно віддзеркалювати його устрій і взаємозв'язок кінематичних елементів. При описанні редуктора роботи посилення на позиції кінематичної схеми.

##### 4.1 Контрольні запитання

4.1.1 Простота або ускладненість конструкції редуктора.

4.1.2 Відносна вага і габарити редуктора.

4.1.3 Симетричне або асиметричне розташування зубчастих коліс на валах. Значення такого розташування.

4.1.4 Рівномірний або нерівномірний розподіл навантажень на опори.

4.1.5 Вимоги до точності виготовлення і монтажу.

4.1.6 Ступінь уніфікації деталей редуктора.

##### Частина 2. Визначення основних параметрів редуктора

4.2 Визначити заміром такі параметри.

Для циліндричних зубчастих передач: число зубів -  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$ ; кути нахилу лінії зуба-  $\beta_1, \beta_3$ ; модуль нормальний  $m_n$  (для косозубих коліс) або окружний  $m_t$ , швидкісного і тихохідного ступенів з урахуванням, що

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta} \quad (1)$$

де  $P_n$ -відповідний крок;

ширину зубчастого вінця  $\theta_2$  і  $\theta_4$ .

Для черв'ячних зубчатих передач:

крок черв'яка (осьовий), мм  $P_x$ ;

число заходів черв'яка  $Z_1$ ;

число зубів колеса  $Z_2$ ;

модуль осьовий  $m_x$ ;

кут підйому витка черв'яка  $\gamma$ ;

напрямок витка черв'яка лівий чи правий;

довжину нарізної частини черв'яка  $L_1$ .

Для конічних зубчастих передач:

число зубів:  $z_1, z_2$ ;  
 кут нахилу лінії зуба  $\beta$ ;  
 напрям зуба лівий чи правий;  
 модуль нормальний  $m_n$  на зовнішньому додатковому конусі;  
 ширину зубчастого вінця  $\sigma_2$ .

4.3 Визначити основні кінематичні і геометричні параметри редуктора.

Для циліндричних зубчастих передач:

передаточні числа  $u_{шв}, u_T, u_{заг}$ ;

міжосьові відстані швидкісного і тихохідного ступені  $\alpha_{\omega_{шв}}, \alpha_{\omega_T}$

відносну ширину зубчастих коліс  $\psi_{\omega_{шв}}, \psi_T$

Для черв'ячних передач:

передаточне число  $u$ ;

міжосьова відстань  $\alpha_{\omega}$ ;

Для конічних зубчастих передач:

передаточне число  $u$ ;

кути ділительних конусів  $\delta_1$  і  $\delta_2$ ;

модуль в середньому нормальному перерізі  $m_{nm}$ ;

ділительні діаметри шестерні і колеса  $d_{e1}, d_{e2}$ ;

конусна відстань  $R_e$ ;

коефіцієнт ширини зубчастого вінця  $\psi_B$ .

4.4 Перевірити відповідність параметрів редуктора стандартам: ГОСТ 12289-76.

Для циліндричних передач по величинам

$$m_n, \alpha_{\omega}, u, \psi_B.$$

Для черв'ячних передач по величинам

$$m_x, \alpha_{\omega}$$

Для конічних передач по величинам

$$u, \psi_B.$$

**Таблиця 1-** Виміряні і задані величини зубчастих зачеплень

Найменування	Величини	
	Тип редуктора	Тип редуктора
1	2	3

<p>Циліндричні зубчасті передачі</p> <p>Числа зубів: <math>Z_1, Z_2, Z_3, Z_4</math></p> <p>Кут нахилу зуба швидкохідного ступеня <math>\beta_{шв}</math></p> <p>Напрямок зуба</p> <p>Кут нахилу лінії зуба тихохідного ступеня <math>\beta_T</math></p> <p>Напрямок зуба</p> <p>Модуль нормальний швидкохідного ступеня <math>m_{нТ}</math>, мм</p> <p>Ширина зубчастих коліс <math>b_{\omega 2}, b_{\omega 4}</math>, мм</p> <p>Черв'ячні зубчасті передачі</p> <p>Число заходів черв'яка <math>Z_1</math></p> <p>Число зубів колеса <math>Z_2</math></p> <p>Кут підйому витка черв'яка <math>\gamma</math></p> <p>Напрямок гвинтової лінії</p> <p>Модуль осьовий <math>m_x</math></p> <p>Довжина нарізної частини черв'яка <math>L_1</math></p> <p>Ширина колеса <math>b_2</math></p> <p>Коефіцієнт діаметра черв'яка <math>q</math></p> <p>Конічні зубчасті передачі (колеса)</p> <p>Число зубців <math>Z_1, Z_2</math></p> <p>Модуль нормальний на зовнішньому додатковому конусі <math>m_{не}</math>, мм</p> <p>Ширина зубчастого вінця <math>b</math>, мм</p>		
--	--	--

Таблиця 2- Розрахункові кінематичні і геометричні параметри редуктора

Найменування	Формули	Величини	
		Тип редуктора	Тип редуктора
1	2	3	4
Циліндричні зубчасті передачі Передаточне число швидкохідного ступеня Тихохідного ступеня Всього редуктора Модуль швидкохідного ступеня, мм Міжосьова відстань швидкохідного ступеня Тихохідного ступеня Коефіцієнт ширини зубчастих коліс Швидкохідного ступеня Тихохідного ступеня Черв'ячні зубчасті передачі Передаточне число Міжосьова відстань Конічні зубчасті передачі Передаточне число Кут ділильного конуса шестерні колеса Середній окружний модуль, мм Ділильний діаметр шестерні, мм	$u_{шв} = z_2/z_1$ $u_T = z_4/z_3$ $u_{заг} = u_{шв} * u_T$ $m_t = m_n / \cos \beta_{шв}$ $\alpha_{\omega_{шв}} = m_{tшв} (z_1 + z_2) / 2$ $\alpha_{\omega_T} = m_{tT} (z_3 + z_4) / 2$ $\psi_{\omega_{шв}} = \beta_2 / \alpha_{\omega_{шв}}$ $\psi_T = \beta_4 / \alpha_{\omega_T}$ $u = z_2 / z_1$ $\alpha_{\omega_T} = m (q + z_2 + 2x) / 2$ $u = z_2 / z_1$ $tg \delta_1 = 1 / u$ $tg \delta_2 = u$ $m_{tT} = m_{te} (R_e - 0,5 \beta_{\omega}) R_e$ $d_{e1} = m_{te} * z_1$		

Продовження табл.2

Найменування	Формули	Величини	
		Тип редуктора	Тип редуктора
1	2	3	4
Ділильний діаметр колеса, мм Зовнішня конусна відстань, мм Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	$d_{e2} = m_{te} * z_2$ $R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ $\psi_{se1} = s_m / d_{m1}$		

Таблиця 3. Порівняння параметрів з нормами стандартів

Найменування	Тип редуктора					
	параметри		висновок	параметри		висновок
	норм	факт		норм	факт	
Передаточні числа: $u_{шв}$ $u_T$ $u$ Міжосьова відстань, мм $\alpha_{\omega шв}$ $\alpha_{\omega T}$ Відносна ширина Циліндричних зубчастих коліс: $\psi_{sd шв}$ $\psi_{sd T}$ Ділильний діаметр кінцевого зубчастого колеса $d_{e2}$ , мм Конусна відстань $R_e$ , мм Відносна ширина кінчних зубчастих коліс $\psi_s$ Загальний висновок:						

--	--	--	--	--	--	--

## Лабораторна робота № 4

### Дослідження коефіцієнта корисної дії редуктора.

**Мета роботи** - вивчення роботи одного із трьох типів редукторів (черв'ячного, планетарного і редуктора з простим рядом зубчатих коліс); визначення його кінематичних відношень; експериментальне визначення ККД редуктора при різних навантаженнях; порівняння розрахунково-теоретичного і експериментального значень ККД.

#### 1 Розрахункові формули, метод вимірювання

Коефіцієнт корисної дії редуктора визначається відношенням роботи (або потужності) сил корисного опору, які прикладені до вихідного вала редуктора, до роботи (або потужності) рухомих сил, які генерує електродвигун.

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}, \quad (1)$$

де  $N_2$  - потужність, яка знята з вихідного вала редуктора;

$N_1$  - потужність електродвигуна, яка прикладена до вхідного (ведучого)



вала редуктора.

Виразивши потужність через моменти і кутові швидкості на відповідних валах редуктора, отримаємо:

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2}{M_1 i_{12}} \quad (2)$$

Тут  $M_1$  і  $M_2$  - моменти рухомих сил і опору;

$\omega_1$  і  $\omega_2$  - кутові швидкості ведучого і веденого валів редуктора;

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad - \text{ передаточне відношення редуктора.}$$

Теоретично коефіцієнт корисної дії редуктора можна обчислити однією з поданих нижче формул:

а) для черв'ячного редуктора

$$\eta_{\text{ч.р.}} = C_1 \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (3)$$

де  $\lambda$  - кут підйому гвинтової лінії черв'яка, що визначається геометричними розмірами черв'яка;

$\rho$  - приведений кут тертя, що визначається коефіцієнтом тертя ковзання  $f$  і кутом профілю витка черв'яка  $\alpha = 20^\circ$  у нормальному перетині

$$\rho^* = \operatorname{arctg} \left( \frac{f}{\cos \alpha} \right), \quad (4)$$

$C_1$  - коефіцієнт, що враховує вплив навантаження.

Вимірявши зовнішній діаметр черв'яка  $d_{1a}$ , можна вирахувати при відомому модулі  $m_s$  передачі кут підйому гвинтової лінії  $\lambda$

$$d_{1a} = m(q + 2), \quad (5)$$

$$q = \operatorname{tg} \lambda, \quad (6)$$

де  $q$  - коефіцієнт діаметру черв'яка,  $Z_1$  - число заходів черв'яка.

З виразів (5) і (6) отримаємо:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1 m}{d_{1a} - 2m}, \quad (7)$$

Для розрахунку кута тертя  $\rho^*$  необхідно врахувати коефіцієнт тертя  $f$  в черв'ячній передачі (для пари матеріалів "сталь-бронза"  $f = 0,08$ ).

Поправочний коефіцієнт  $C_1$  розраховується за емпіричною формулою:

$$C_1 = \frac{F_n + 105}{F_n + 240}, \quad (8)$$

де  $F_n$  - величина нормального зусилля в грамах, прикладеного до зуба черв'ячного колеса, що визначається крутильним моментом на валу черв'ячного колеса  $M_2$ :

$$F_n = \frac{2M_2}{m_2 z_2 \cos \lambda}, \quad (9)$$

де  $Z_2$  - число зубців черв'ячного колеса;

б) для редуктора з простим рядом зубчастих коліс

$$\eta = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3 * \eta_n^{(i+1)}, \quad (10)$$

де  $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$  - К.К.Д. окремих ступенів редуктора;

$\eta_n = 0,98$  - К.К.Д. однієї пари шарикопідшипників;

$i$  - кількість ступенів редуктора .

К.К.Д. окремої прямозубої циліндричної передачі визначається за формулою:

$$\eta_1 = 1 - c f \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (11)$$

де  $Z_1, Z_2$  - число зубців ведучого і веденого коліс;

$f$ - коефіцієнт тертя в зубчатому зачепленні (для сталевих коліс  $f=0,07-0,1$ )

$C$  - коефіцієнт, що враховує вплив навантаження, визначається за емпіричною формулою:

$$C = \frac{F_n + 300}{F_n + 18}, \quad (12)$$

де  $F_n$  - нормальне зусилля, в грамах, діюче на зуб колеса, що визначається за формулою (9);

в) для планетарного редуктора

$$\eta_{пл} = \eta_{14} \frac{z_2 z_4 - z_1 z_3}{z_2 z_4 - \eta_{14} z_1 z_3}, \quad (13)$$

де  $z_1$  - число зубців рухомого сонячного колеса;

$z_4$ - число зубців нерухомого сонячного колеса;

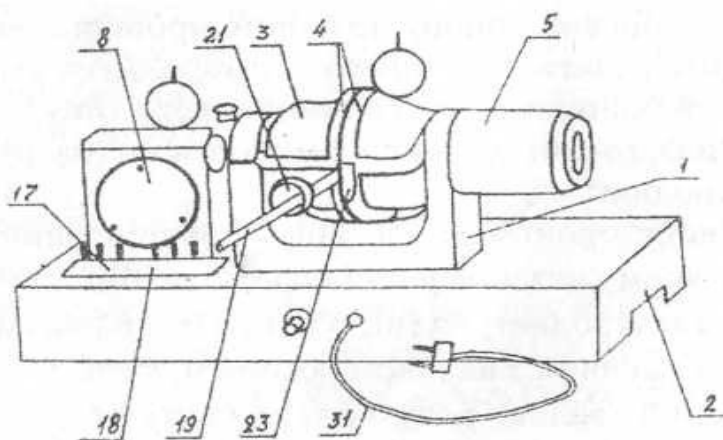
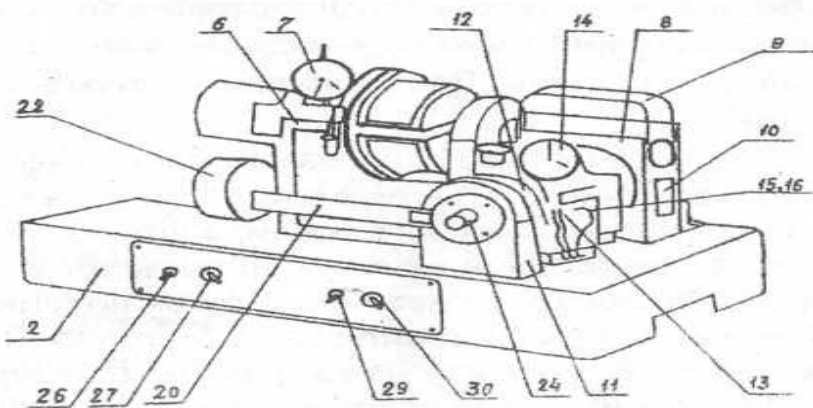
$z_2$  і  $z_3$ - число зубців сателітів;

$\eta_{14} = \eta_{12} * \eta_{34} * \eta_n^2$  - К.К.Д. простої передачі від одного центрального колеса до другого при умовно зупиненому водилі.

$\eta_{12}$  та  $\eta_{34}$  обчислюються за формулами, аналогічними (11). Експериментальне визначення К.К.Д. редуктора відбувається вимірюванням крутильного моменту рухомих сил і моменту сил опору, обчисленням передаточного відношення редуктора і наступним обчисленням  $\eta_{12}$  за формулою (2).

## 2. Опис устаткування

Вивчення роботи редукторів відбувається на приладах ДП3А, ДП4А і ДП5А (рис 1).



**Рисунок 1**

Технічні дані:

- 1) модуль передач –  $m = m_s = 1.5$  мм;
- 2) тип електродвигуна - СЛ 52ІК;
- 3) потужність електродвигуна - 20 вт;
- 4) напруга живлення - 110 в постійного струму;
- 5) номінальна кутова швидкість ротора електродвигуна - 1000 об/хв;
- 6) номінальний момент на валу електродвигуна — 2 кГсм;
- 7) гальмівний момент на виході редуктора - до 30 кГсм.

Установка змонтована на литій металевій основі і складається з вузла електродвигуна з тахометром, випробного редуктора, навантажувального пристрою на вихідному валі редуктора і вимірювальних обладнань. До установки додаються 2 тарувальних пристосування.

Вузол електродвигуна змонтований на литому кронштейні 1, закріпленому на основі 2. Статор електродвигуна прикріплений до корпусу приладу не жорстко, як завжди, а вільно обертається відносно корпусу за рахунок рамки 4, підвішеної в двох

підшипниках у кронштейні I (балансирна система). При включенні електродвигуна реактивний момент статора, рівний за величиною і протилежний за напрямом крутящому моменту на валу ротора, повертає статор разом з рамкою 4. Рамка 4 натискає своїм важелем на плоску пружину 6, протидіючи повороту статора. Поворот статора відбувається доти, доки момент від сили опору пружини, пропорційний її деформації, не зрівноважить реактивний момент статора. Деформація пружини вимірюється індикатором 7 годинникового типу. Таким чином, величина деформації пружини є мірою моменту рухомих сил  $M$ , на валу електродвигуна.

До лівої сторони кронштейна 1 прикріплений циліндричний стакан 5, в якому встановлений корпус тахометра, що вимірює кутову швидкість електродвигуна ( $n_1$  об/хв). Вимірювальний наконечник тахометра з'єднаний з валиком ротора муфтою.

Вихідний валик редуктора з'єднується з навантажувальним пристроєм через іншу муфту. Верхня частина редуктора закрита кришкою 9, що знімається, бокові стінки корпусу мають вікна. Кришка, що знімається, і вікна служать для візуального огляду і заміру зубчатих коліс при кінематичному розрахунку.

В якості навантажувального пристрою застосована магнітна порошкова муфта, одна частина якої (статор 12) закріплена на кронштейні II не жорстко, а за допомогою двох шарикопідшипників і вимірювальної плоскої пружини. Ця муфта створює гальмівний момент на вихідному валу редуктора, імітуючи робоче навантаження редуктора. Статор муфти являє собою електромагніт, у магнітний зазор якого встановлений залізний полий циліндр з валиком (ротор). Внутрішня порожнина муфти наповнена сумішшю карбінольного порошку з мінеральним мастилом у вигляді пастоподібної маси. При подачі струму в обмотку електромагніта муфти магнітна суміш чинить опір обертанню ротора, тобто створює гальмівний момент на вихідному валу редуктора, що вимірюється плоскою пружиною 13 і індикатором 14.

Тумблер 26 використовується для вмикання електродвигуна, за допомогою ручки потенціометра 27 регулюється його частота обертання. Живлення на навантажувальне обладнання вмикається тумблером 29, потенціометром 30 регулюється сила струму в електромагніті, а отже, і гальмівний момент на вихідному валі редуктора.

### **3. Методика виконання роботи.**

3.1 Зрозуміти призначення і конструкцію основних вузлів приладів відповідно опису.

3.2 Записати у звіт технічні дані приладу.

3.3 Перевірити роботу приладу: підключити прилад до мережі постійного струму напругою 110 в, ввімкнути тумблером 26 двигун і навантажувальний пристрій, перевірити частоту обертів двигуна (потенціометр 27).

3.4 Ввімкнути прилад.

3.5 Визначивши числа зубців редуктора, розрахувати його передаточне відношення  $i_{12}$ .

3.6 Зробити тарировку плоских вимірювальних пружин.

(Тарировка робиться при неробочому двигуні і за допомогою тарировочних пристосувань, що складаються із важелів 19 і 20, ваги 20 в 100 г і ваги 22 в 1 кг).

При тарировці пружини 6, що сприймає момент реакції статора електродвигуна,

важіль 19 кріпиться на кронштейні 23 рамки електродвигуна. Вага в 100 г встановлюється на нульову відмітку важеля, при цьому шкалу індикатора треба встановити на нуль. Далі, рухаючи ваги по важелю, обчислюємо момент ваги на плечі

і записуємо відповідні показники індикатора. Будуємо тарифікаційний графік  $M_1 = M_1(f_1)$ , де  $f_1$  - прогин пружини 6.

Для тарировки пружини 13, що сприймає гальмівний момент  $M_2$  важіль 20 встановлюється на вихідному валі 24 навантажувального приладу. Аналогічно описаному вище, будується графік  $M_2 = M_2(f_2)$ , де  $f_2$  - прогин пружини 13.

3.7 Зробити визначення К.К.Д. редуктора при постійній кутовій швидкості обертання двигуна і різних значеннях навантажувального моменту і побудувати графік:

$$\eta = f(M_2), \text{ за умови } n_1 = \text{const.}$$

Для цього, включивши електродвигун і навантажувальний прилад, ручкою потенціометра 30 встановлюють по стрілці індикатора яке-небудь значення гальмівного моменту. Потім рукояткою потенціометра електродвигуна встановлюють по тахометру задану кутову швидкість обертання двигуна. Значення  $M_1$  і  $M_2$  визначаються за показаннями індикаторів і по тарировочному графіку  $M_1 (f_1)$  і  $M_2(f_2)$ . За формулою (2) обчислюється К.К.Д. Потім ручкою потенціометра 30 встановлюється по індикатору нове значення гальмівного моменту, а поворотом ручки 27 добиваються колишнього значення кутової швидкості обертання електродвигуна. Визначається нове значення К.К.Д.

3.8 Аналогічно описаному вище, змінюючи кутову швидкість обертання електродвигуна, але добиваючись однакового значення гальмівного моменту  $M_2$ , виконують визначення К.К.Д. редуктора і будують графік  $\eta = f(n_1)$  при  $M_2 = \text{const}$ .

3.9 Для визначення кінематичних параметрів редуктора, зняти при виключеному двигуні відкидну кришку редуктора і визначити кількість зубців.

3.10 Перевірити експериментально значення передаточного відношення редуктора відношенням частот обертання електродвигуна (за показаннями тахометра) та вихідного вала редуктора, обчисленого візуально за допомогою секундоміра.

Результати спостережень і розрахунків оформити у вигляді звіту. Звіт повинен містити схему і таблиці з результатами вимірювань.

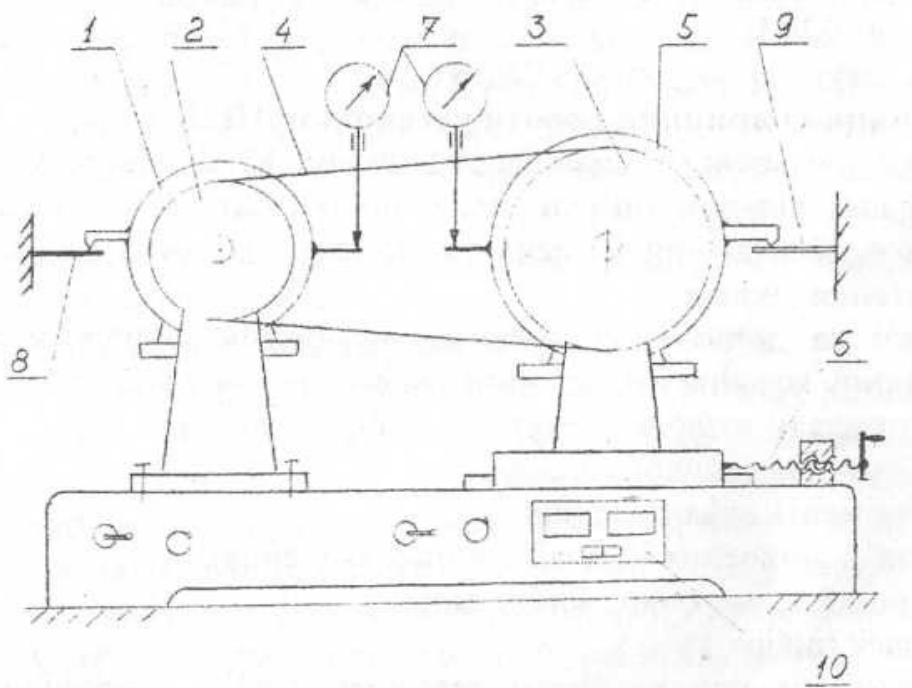
## Лабораторна робота №5

### Визначення коефіцієнту пружного ковзання і ККД пасової передачі

**Мета роботи**-визначити величину ККД пасової передачі і коефіцієнт пружного ковзання та дослідити залежність цих показників від навантаження.

#### 1 Обладнання та прилади:

- 1.1 Лабораторна установка ДП2К.
- 1.2 Комплект пасів, які потрібно дослідити.
- 1.3 Тарувальний прилад та набір вантажів.
- 1.4 Індикатори годинникового типу, викрутка.



**Рисунок 1** Схема установки ДЦП2К

## **2 Технічна характеристика установки**

### 2.1 Електропривід:

- а) максимальна частота обертання, об/хв - 1300;
- б) максимальний момент на валу приводного двигуна, Нм - 0,2;

### 2.2 Навантажний пристрій:

- а) максимальний гальмовий момент, Нм - 0,5;
- б) рід струму обмотки збудження - постійний;
- в) максимальне напруження обмотки збудження, В - 110;
- г) максимальний струм збудження, мА - 300.

### 2.3 Діаметри шківів:

- а) ведучих, мм 65 і 30;
- б) ведених, мм 65 і 90,

### 2.4 Відстань між вісями шківів, мм - 260.. 290.

### 2.5 Передаточне відношення передачі - 1 або 2,7.

### 2.6 Попереднє натягіння пасу:

- а) коли передаточне відношення 1, Н - 2,5;
- б) коли передаточне відношення 2,7, Н - 1,5.

### 2.8 Матеріал пасу - шкіра, гума.

### 2.9 Діаметр перерізу пасу, мм - 6.

### 2.10 Спосіб виміру частоти обертання шківів -лічильниками.

### 2.11 Спосіб виміру моментів на шківах-індикаторами годинникового типу.

### 2.12 Живлення приладу від сітки перемінного струму частотою 50Гц, напруження 220 В.

### 2.13 Використовувана потужність 250 Вт.

## **3. Обладнання і принцип роботи установки ДП2К**

Установка дозволяє визначити величину ККД випробуваної пасової передачі шляхом оцінки загальних витрат. Замірюваними параметрами є обертаючий момент та момент опору на шківах і частоти обертання шківів.

Крім того за допомогою лічильників обертів шківів можна оцінити величину коефіцієнту пружного ковзання пасу в передачі. Обладнання приладу дозволяє міняти наступні параметри:

- частоту обертання ведучого шківа;
- величину моменту навантаження;
- передаточне відношення (два фіксованих значення);
- величину попереднього натягіння пасу;
- матеріал пасу (шкіра, гума).

У результаті можна одержати залежності ККД і коефіцієнта пружного ковзання від моменту навантаження або частоти обертання ведучого шківа при різних зусиллях попереднього натягіння пасів з різних матеріалів.

Головні елементи конструкції приладу ДП2К наведені на рис. 1. Електродвигун



постійного струму 1 встановлений на підставці балансірної системи підвісу і може обертатися кругом осі обертання свого ротора відносно станини приладу.

На валу двигуна закріплено ведучий двохступеневий шків 2. Ведений шків 3 зроблено також ступеневим та встановлено на валу електромагнітного гальма 5, який є навантажним приладом передачі. На шківі встановлений пас 4, який потрібно дослідити. Електромагнітне гальмо також усталено на балансірному підвісі, опори якого можуть переміщуватися в горизонтальному напрямі за допомогою гвинта 6. Обертаючи останній, здійснюють регулювання зусилля попереднього натягнення пасу.

Двигун і гальмо мають консольні призми, котрі при обертанні контактують з пружними балочками 8 і 9, які сприймають реактивні зусилля від рушійного і гальмового моментів.

Величина деформації (прогину) балок може бути виміряна за допомогою індикаторів годинникового типу 7. При цьому величина деформації балок пропорційна рушійному і гальмівному моментам. За допомогою тарировочних графіків (рис. 2 і 3) можна визначити значення цих моментів за показчиками індикаторів. Кількість повних обертів ведучого і відомого шківів встановлюють за допомогою лічильника 10, який одночасно фіксує цю кількість за певний відрізок часу, котрий вимірюють секундоміром. Частота обертання електродвигуна і момент навантаження електромагнітного гальма регулюється зміною сили струму в обмотках збудження, яке здійснюється за допомогою потенціометрів, ручки яких виведені на передню панель приладу.

#### **4 Порядок виконання роботи**

4.1.1 Вимірювальні індикатори годинникового типу встановлюються у свої гнізда і фіксуються гвинтами за допомогою викрутки. При цьому штоки індикаторів повинні контактувати з натисною призмою і мати запас ходу не менше, ніж 5-6 мм.

4.1.2 Прилад вмикають у сітку перемінного струму напругою 220 В.

4.1.3 Стрілки індикаторів встановлюють на нуль обертом шкали.

4.1.4 Показчики лічильників обертів шківів обнуляють.

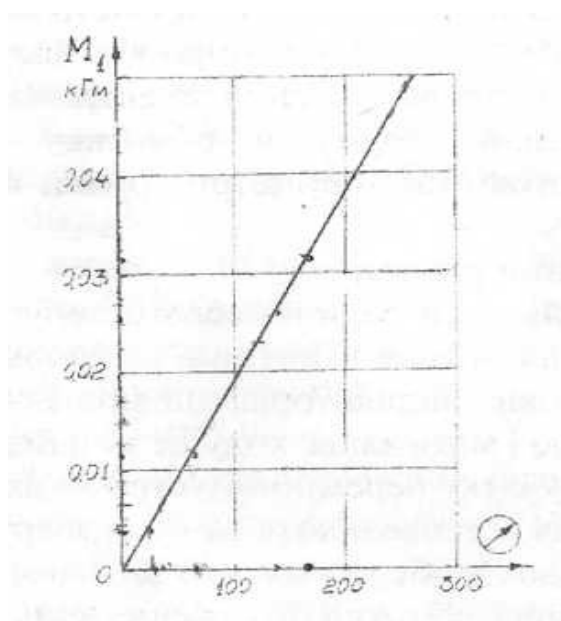
4.1.5 Тумблери постачання обмотки збудження гальма і лічильників повинні знаходитися в положенні "Вимк".

4.1.6 Ручки регуляторів струму збудження двигуна і гальма потрібно вивести в початкове положення, при цьому обернути їх проти годинникової стрілки до натиску.

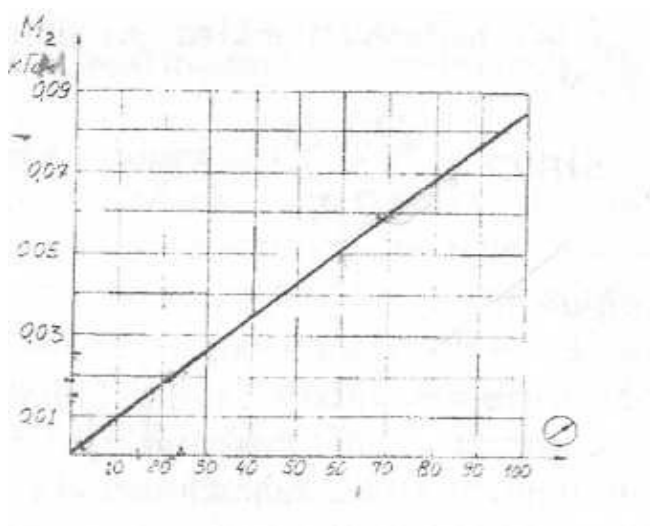
4.2 Визначення ККД передачі в залежності від величини моменту навантаження, ККД від передаточного відношення та ККД в залежності від величини попереднього натягу пасу здійснюється в наступному порядку:

4.2.1 Визначення ККД передачі в залежності від величини моменту навантаження робиться при постійному натягу пасу. Вмикається електродвигун і при постійній частоті обертання (регулюється ручкою потенціометра), навантажувальним пристроєм задається ряд навантажень (за допомогою потенціометра регулюється гальмівний момент), які фіксуються індикатором годинникового типу, встановленого на гальмі. Одночасно для кожного значення момента навантаження

визначається момент на валу двигуна також за допомогою індикатора. За допомогою тарировочних графіків за показниками індикаторів визначаються величини моментів  $M_1$  та  $M_2$ . Паралельно показникам моментів визначаються частоти обертання шківів, для чого вмикається лічильник числа обертів шківів та за період 60 с. визначається кількість повних обертів, що і буде частотою їх обертання. .



**Рисунок 2**



### Рисунок 3

Коефіцієнт корисної дії передачі визначається за формулою :

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} \quad (1)$$

де  $\eta$  - ККД передачі ;

$M_2$  - момент на веденому шківі, Нм;

$M_1$  - момент на ведучому шківі, Нм;

$n_1, n_2$  - частоти обертання шківів, об/хв.

4.2.2 Визначення, ККД передачі при різних передаточних відношеннях виконують при постійній частоті обертання ведучого шківів, при постійному натягу; паса та постійному моменті навантаження ( ККД обчислюється за формулою (1).

4.2.3 Визначення ККД в залежності від зусилля попереднього натягу пасу виконується при постійній частоті обертання ведучого шківів та моменту навантаження на веденому шківі. Зусилля натягу пасу задається за допомогою вантажів підвішуваних на важіль. Величина натягу пасу визначається за формулою:

$$F_0 = \frac{\lambda G}{2\alpha \cos\varphi} \quad (2)$$

де  $F_0$  - зусилля натягу пасу, Н;

$\lambda$  - відстань від осі обертання ведомого шківів до точки підвісу вантажу, м;

G - вага вантажу, Н;

$\alpha$  - відстань від осі ведомого шківів до центру осі повороту кронштейну , м

$$\sin\varphi = \frac{D_2 D_1}{2A} \quad (3)$$

де  $D_2, D_1$  - діаметри шківів, м;

A - відстань між осями обертання, м;

4.3 Визначення коефіцієнта пружного ковзання пасу в залежності від величини моменту навантаження, в залежності від передаточного відношення та в залежності від натягіння пасу визначається у наступному порядку:

4.3.1 При постійному натягінні пасу, при постійній частоті обертання ведучого шківів для різних моментів навантаження коефіцієнт пружного ковзання визначається за формулою:

$$\varepsilon = \left( 1 - \frac{D_2^* \omega_2}{D_1^* \omega_1} \right) 100\% = \left( 1 - \frac{D_2^* n_2}{D_1^* n_1} \right) 100\%$$

де  $D_1^* = D_1 + 3, \text{мм}$

$$D_2^* = D_2 + 3, \text{ мм}$$

$D_1, D_2$  - діаметри шківів, мм;

$3$  - радіус поперечного перерізу паса, мм;

$n_2, n_1$  — частоти обертання шківів, об/хв (визначається за допомогою лічильників обертів за період часу 60 с).

4.3.2 Коефіцієнт пружного ковзання паса при останніх умовах визначається за тією ж формулою.

4.4 За результатами випробувань пасової передачі будуються графіки залежностей ККД передачі та коефіцієнта пружного ковзання від відповідних показників (моменту навантаження, передаточного відношення зусиль натягнення паса).

## 5. Протокол лабораторної роботи включає

5.1 Схему установки.

5.2 Тарировочні графіки моментів  $M_1$  та  $M_2$ .

5.3 Таблиці значень показників замірів індикаторів та лічильників обертів.

5.4 Графіки експериментальних залежностей та розрахункові формули.

## 6. Контрольні запитання

6.1 Передачу з яким типом паса переважно використовують з малою міжосьовою відстанню та великим передаточним відношенням?

6.2 На якій частині паса та як ставиться натяжний ролик?

6.3 Що приймається за діаметр шківів клинопасової передачі?

6.4 Яке співвідношення між ковзаннями шківів ведучого та веденого шківів та швидкістю паса?

## Лабораторна робота №6

### Вивчення класифікації та будови підшипників кочення

**Мета роботи** - ознайомитись з класифікацією та будовою основних типів підшипників кочення, навчитись розшифровувати їх умовні позначення, розбиратись у схемах установки вала на двох опорах у випадках використання радіальних, радіально - упорних та упорних підшипників.

#### 1 Будова підшипників

У більшості випадків підшипник кочення (рис. 1, а) складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіла кочення 3 і сепаратора 4.

За формою тіла кочення - кульки (шарика) чи ролика, підшипники бувають кулькові та роликові (рис. 1, б). У технічній мові застосовують також їх назви: шарикопідшипник, роликотпідшипник.

Тіла кочення забезпечують обертання, наприклад, внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Вони перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях.

Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на одній відстані. Будова сепаратора (рис. 1, в) залежить від типу підшипника та умов його експлуатації.

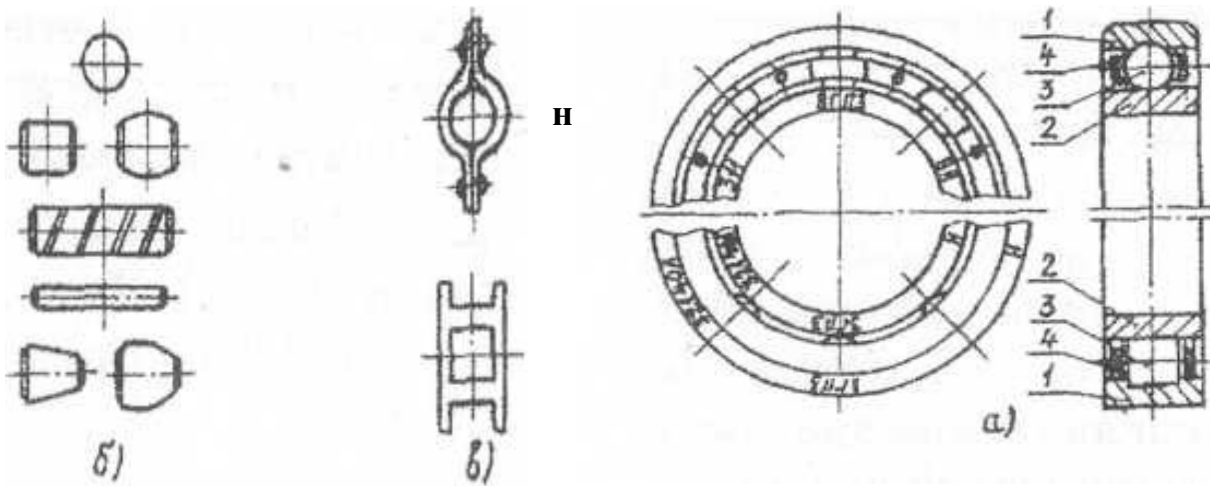


Рисунок 1  
2

### Класифікація підшипників

Підшипники кочення поділяють за такими ознаками: форма тіл кочення, напрямок сприйманого навантаження, число рядів тіл кочення, конструктивні особливості, розмір підшипників з одним і тим же внутрішнім діаметром.

2.1 За формою тіл кочення підшипники поділяються на шарико- та роликопідшипники (рис. 1, а і рис. 1.б).

2.2 За напрямком сприйманого навантаження підшипники поділяють на чотири групи: радіальні, радіально-упорні, упорно- радіальні, упорні.

2.3 За числом рядів тіл кочення підшипники можуть бути: одно-, дво- та чотирирядні.

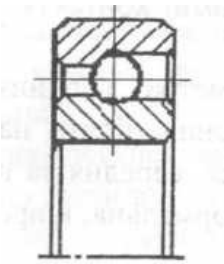
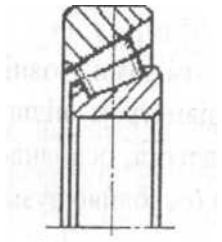
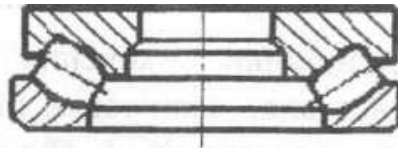
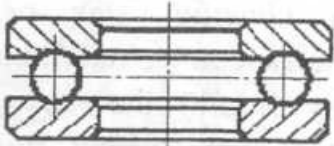
2.4 За конструктивними особливостями підшипники розрізняються, наприклад, різними кутами контакту підшипника, захисними шайбами і т. ін.

2.5 За розмірами зовнішнього діаметра з одним і тим же внутрішнім діаметром підшипники кочення ділять на п'ять серій діаметрів (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і п'ять серій ширини (особливо вузька, вузька, нормальна, широка, особливо широка).

У табл. 1 наведені ескізи основних типів підшипників кочення, які відповідно до [3] знаходять найбільше застосування в техніці.

Таблиця 1

Тип підшипника	Шарикопідшипник	Роликопідшипник
1 Радіальний	<p>Однорядний (0000)      Дворядний сферичний (1000)</p>	<p>Однорядний (2000)      Дворядний сферичний (3000)      Голчастий (7400)</p>

<p>2 Радіаль- ноупор- ний</p>	 <p>Однорядний (6000)</p>	 <p>Однорядний конічний (7000)</p>
<p>3 Упорно радіаль- ний</p>		 <p>Сферичний (39000)</p>
<p>4 Упорний</p>	 <p>Однорядний (8000)</p>	

### 3 Умовні позначення підшипників

Усі підшипники кочення мають умовні позначення, які призначаються для: маркіровки підшипників після їх виготовлення; вказівок на кресленнях у специфікаціях, а також в технічній літературі; документації заказів і поставок, обліку і звітності.

Умовне позначення підшипника кочення має основну та додаткову частини. Основна частина характеризує найбільш важливі параметри підшипників: тип, серію, внутрішній діаметр; додаткові - конкретні особливості монтажу підшипника, умови його роботи (конструкцію опор, температуру, змащування і т. ін.).

Кожний підшипник має знак заводу і рік випуску. Знак заводу - виготовлювача до 1992 р. складався з цифр і букв: цифри вказували номер заводу, а букви - назву. Наприклад: 8 ГПЗ - 8-й Державний підшипниковий завод. З 1992 деякі заводи мають знаки, які позначають скорочену назву заводу за місцем його розташування. Наприклад, ХАРП - Харківський підшипниковий завод.

Рік виготовлення позначається на торцях кілець: до 1957 р. - двома останніми цифрами календарного року (55, 56, 57 -1955, 1956, 1957); з 1958 р. - умовним знаком чи буквою (див. табл. 2. яка складена за даними ХАРП).

### Таблиця 2.

Рік	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72
Умов, ПОЗН .	И	М	К	Р	С	П	Х	Ч	Н	З	7	У	1	Г	Т
Рік	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87
Умов, ПОЗН .	С	Л	L	К	П	Х	Ч	Н	З	У	Л	1	7	8	V
Рік	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	20 00		
Умов, ПОЗН .	Г	Т	П	С	И	L	К	М	Х	4	Н	3	П		

У нерозбірних підшипників клеймують одне внутрішнє кільце, чи одну з шайб; у розбірних клеймо наносять на обидва кільця. Сепаратор клеймують, якщо він не входить до комплекту одного з кілець. На рис 1, а наведені приклади клеймування підшипників кочення.

Маркіруванню підлягають основні і додаткові умовні позначення. Основні наносяться механічним клеймуванням, додаткові - іскровим методом.

Якщо умовні позначення разом з додатковими - на торцях кілець підшипника не розміщуються, то підшипник маркірується тільки основним позначенням (рис, 1, а), а додаткові вносяться в супроводжувальні документи (карту якості та інші).

На підшипники кочення, внутрішній діаметр яких менше 10 мм, додаткові умовні позначення не наносять.

#### 4 Розшифровка умовних позначень

Умовне позначення підшипників кочення складається з ряду цифр та букв і має вигляд схеми, яка зображує основну і додаткові частини, відокремлені дефісом: додаткова основна додаткова



Розшифровку умовного позначення рекомендується виконувати в запропонованій послідовності - справа наліво, починаючи з основної частини.

##### 4.1 Внутрішній діаметр підшипника

Внутрішній діаметр підшипника в мм позначається двома цифрами справа, причому:

4.1.1 Для підшипників, (крім розбірних однорядних шарикопідшипників) з внутрішнім діаметром до 9 мм перша справа цифра показує дійсний розмір, ознакою чого є, чи розуміється, цифра "0" на третій справа позиції. Наприклад, 1025, 25 шарикопідшипники з внутрішнім діаметром 5 мм.

4.1.2 Для підшипників з внутрішнім діаметром від 10 до 20 мм: 10, 12, 15, 17 -

діаметр вала позначають умовно двома цифрами 00, 01, 02, 03 відповідно. Наприклад, 301 - шарикопідшипник з внутрішнім діаметром 12 мм.

4.1.3 Для підшипників (крім розбірних однорядних шарикопідшипників) з внутрішнім діаметром від 20 до 495 мм дві цифри справа позначають частку від ділення розміру діаметра на цифру 5. Наприклад, 204 - шарикопідшипник з внутрішнім діаметром 20 мм.

4.1.4. Підшипники з внутрішнім діаметром більше 495 мм позначають за допомогою дробу, знаменник якого - дійсний розмір внутрішнього діаметра. Наприклад, 73/675 - конічний роликпідшипник з внутрішнім діаметром 675 мм.

## **4.2 Серія підшипника**

Серія підшипника, тобто нормальний ряд підшипників, які відрізняються величиною зовнішнього діаметра та шириною при однаковій конструкції та рівних внутрішніх діаметрах.

4.2.1. Для підшипників з внутрішнім діаметром до 9 мм включно вказують тільки серію по зовнішньому діаметру за допомогою цифр "1", "2", "3", "8", "9", які стоять на другій позиції справа. При цьому цифри "9", "8" позначають надлегку серію, "1" - особливо легку, "2" - легку. "3" - середню. Наприклад, 17 - шарикопідшипник особливо легкої серії з внутрішнім діаметром 7мм. Підшипники невизначених серій з внутрішнім діаметром до 9мм позначаються цифрами "6", "7", які також стоять на другій позиції справа. Наприклад, 68 - шарикопідшипник невизначеної серії з внутрішнім діаметром 8мм.

4.2.2. Для підшипників з внутрішнім діаметром більше 9мм вказують серію по зовнішньому діаметру (третя позиція справа) і, як правило, серію по ширині (сьома позиція справа) згідно з табл. 3. Підшипники невизначених серій з внутрішніми діаметрами більше 9мм позначають цифрами "7", "8", які стоять на третій позиції справа; сьома позиція відсутня.

## **4.3 Тип підшипника**

Тип підшипника, тобто сукупність ознак, які визначають його найбільш важливі властивості (напрямок сприймання навантаження, форма поверхні тіл кочення), вказують в умовному позначенні четвертою цифрою справа (табл. 4).

## **4.4 Конструктивні особливості підшипника**

Конструктивні особливості вказують двома цифрами в п'ятій і шостій позиціях справа умовного позначення, які вводяться не для всіх підшипників.

Наприклад, 60205 - підшипник шариковий радіальний однорядний з однією захисною шайбою; 80205 - підшипник шариковий радіальний з двома захисними шайбами.

Велика різноманітність конструктивних особливостей підшипників не дозволяє зробити їх повний перелік в цих методичних вказівках.

## **4.5 Клас точності підшипника**

Підшипники кочення випускають 0<sup>го</sup>, 6<sup>го</sup>, 5<sup>го</sup>, 4<sup>го</sup>, 2<sup>го</sup> класів точності із зростанням від 0<sup>го</sup> (нормального) до 2<sup>го</sup> (найвищого). Із підвищенням класу точності вартість підшипника кочення значно зростає: підшипник класу точності 2 приблизно у 10 разів дорожчий, ніж підшипник нормального класу точності. Для більшості валів загального призначення використовують підшипники класу точності 0.

Точність підшипників кочення характеризується: допусками на габаритні розміри; точністю обертання; шорсткістю поверхонь деталей; різнорозмірністю тіл кочення в одному підшипнику.





Підшипники, які призначені для нормальних умов експлуатації, повинні мати радіальну щілину, відповідно нормальному ряду щілин. Підшипники з великими чи малими щілинами (відносно нормальних) призначені для важких умов експлуатації (значні температури вузла чи недостатнє його охолодження, великі динамічні навантаження та інше).

**Таблиця 4.**

Четверта цифра справа	Тип підшипника	Приклад позначення
0	Шариковий радіальний однорядний	205
1	Шариковий радіальний дворядний	11205
2	Роликовий радіальний однорядний з короткими циліндричними роликами	2205
3	Роликовий радіальний дворядний сферичний	3205
4	Роликовий радіальний однорядний голчастий	4205
5	Роликовий радіальний однорядний з витими роликами	5205
6	Шариковий радіально-упорний (одно і дворядний)	6205

7	Роликовий конічний (одно-, ДВО-, чотирьохрядний)	7205
8	Шариковий упорний (одно-і дворядний)	8205
9	Роликовий упорно-радіальний сферичний, роликовий упорний однорядний з конічними і циліндричними роликами	9039280

Слід зауважити, що в цьому розділі мова йде лише про так звані початкові щілини. В опорному вузлі машини підшипники кочення мають інші величини щілин - посадочні і робочі, які суттєво відрізняються від початкових.

У підшипників з нормальними величинами радіальної щілини та осьової гри відповідні умовні позначення відсутні. Наприклад, 206 - підшипник з величиною радіальної щілини по нормальному ряду відповідної таблиці

У підшипників з величинами радіальної щілини за додатковим рядом відповідні умовні позначення вказуються перед класом точності підшипника у його додатковій частині. Наприклад, 30-206 - це підшипник класу точності "О" з радіальною щілиною за додатковим рядом 3.

#### 4.7 Спеціальні технічні умови

Для нормальної працездатності машин і механізмів в умовах високої температури, в агресивному середовищі чи інших важких умовах підшипники одних і тих же типорозмірів виготовляються за спеціальними технічними вимогами із спеціальних матеріалів чи з деякими змінами їх конструкції. В умовному позначенні таких підшипників для їх відзнаки справа від основного умовного позначення у його додатковій частині додають спочатку букви російського алфавіту, а потім, якщо треба, і цифри. Наприклад, 210Л - підшипник з сепаратором із латуні; 210Л2 - той же підшипник, але з деякими відмінностями стосовно сепаратора в порівнянні з попередніми 210Л і 210Л1.

У табл. 5, 6 надані деякі найбільш поширені додаткові знаки, які використовуються вітчизняною підшипниковою промисловістю при виготовленні підшипників за спеціальними технічними вимогами.

Таблиця 5

Підшипники, деталі	Додаткові знаки	
	при першому виконанні	при подальшому виконанні
1	2	3
Всі деталі підшипника чи їх частина із нержавіючої сталі	Ю	Ю1,Ю2.
Кільця і тіла кочення чи тільки кільця (одне кольне) із цементованих сталей	Х	Х1,Х2.
Деталі із теплостійких сталей	Р	Р1,Р2,
Сепаратор із чорних металів	Г	Г1,Г2,

Сепаратор із безолов'янистої бронзи	Б	Б1,Б2,
Сепаратор із алюмінієвого сплаву	Д	Д1,Д2,
Сепаратор із латуні	Л	Л 1,Л2,
Сепаратор із пластичних матеріалів (поліамід та інші)	Е	Е1,Е2..
Деталі, які виготовляють із спеціальних матеріалів (тверді сплави, кераміка та інші)	Я	Я1,Я2,
Конструктивні зміни деталей	К	К1,К2,
Спеціальні вимоги до підшипника по шуму	Ш	Ш І, Ш2,
Модифікований (поліпшений) контакт роликів з біговими доріжками кілець	М	
Покриття свинцем, кадмієм і т. ін.	У	У1..У2,
Підшипники закритого типу при заповненні мастилом ОКБ122-7 ЦИАТИМ-22! ЦИАТИМ-221С ЦИАТИМ-202		
	С1	
	С2	
	С4	
Спеціальні вимоги до механічних властивостей матеріалу деталей	Т,Т1 ,Т2,Т3 т.і. (див. Табл. 5)	
Деталі із сталі Ш Х з спеціальними добавками (ванадій, кобальт,...)	Э	

**Таблиця 6**

Температура відпускання кілець, °С	200	225	250	300	350	400	450
Додаткове умовне позначення	Т	Т1	Т2	Т3	Т4	Т5	Т6

**Примітки до табл. 5 і 6.**

1 Для роликівих циліндричних підшипників буква "К" позначає залізний штамповий сепаратор; "Ш" - підшипник має нормовану шумність, яка встановлена за допомогою еталону на заводі- виготовлювачеві і яка узгоджена із споживачем; "У" - покриття, які утворені по основному металу (для кілець - з сталі ШХ-15, для змійкових сепараторів з сталі 10, 20).

2 Підшипники закритого типу при заповненні мастилом ЦИАТИМ-201 додаткових позначень не мають.

3 Позначення підшипників, які мають декілька відмінних ознак, можуть складатись з двох, трьох перелічених вище букв чи букви з цифрою. Наприклад, ЮНТ, К1, Б1 і т.і.

4 Позначенню підшипників з короткими циліндричними роликами, які мають масивний латунний заклепковий сепаратор, додатковий індекс "Л" не надається.

#### 4.8 Приклади розшифровки умовних позначень підшипників

а) 310E - підшипник шариковий радіальний однорядний, з внутрішнім діаметром 50 мм, середньої серії, з сепаратором із пластичних матеріалів, нормального класу точності.

б) 1027340M - роликopідшипник радіально-упорний конічний однорядний, з великим кутом конусності модифікованого контакту з внутрішнім діаметром 200 мм, середньої серії діаметрів і нормальної серії ширин, нульового класу точності.

в) 7-6-180506BT2C4 - шарикopідшипник радіальний однорядний, з внутрішнім діаметром 30 мм, легкої широкої серії з двома захисними шайбами, масивним сепаратором із безолов'янистої бронзи, 6-го класу точності, з радіальною щілиною по додатковому ряду 7, експлуатація виконується при  $t=250$  °C, при складанні закладається консистентне мастило ЦИАТИМ-22 і С.

#### 5 Основні схеми установки вала на радіальних та радіально-упорних підшипниках

Для двухопірного вала існує три способи його установки на підшипниках кочення:

- 1) вал фіксується від осьового переміщення в обох опорах;
- 2) вал фіксується від осьового переміщення в одній опорі;
- 3) вал не фіксується від осьового переміщення ні в одній опорі.

Перший спосіб реалізується в двох схемах - "у розпір" (рис. 2, а) і "у розтяжку" (рис 2, б); другий спосіб реалізується за схемою вільного осьового переміщення тіл кочення (для роликopідшипника) чи зовнішнього кільця.

. З двох схем першого способу установки вала на підшипниках найбільш простою і поширеною є схема "у розпір".

Основними перевагами схеми "у розпір" є:

- 1) можливість регулювання опор;
- 2) простота конструкції опор (відсутність стаканів та інших додаткових деталей).

Недоліками схеми слід рахувати наступне. Розміри I, a, k (рис. 2, а) утворюють розмірний ланцюг. Помилки при виготовленні деталей по цих розмірах призводять до зміни щілини a. Тому допущення на виготовлення деталей цього підшипникового вузла дуже жорсткі. Другим недоліком цієї схеми є можливість защемлення валу в опорах внаслідок нагрівання підшипників. Для запобігання цих недоліків при складанні вузлів між кришкою і корпусом встановлюють монтажні прокладки (на рис. 2 показані замальованими).

Схема "у розпір" застосовується для коротких валів (відношення довжини вала до його діаметра  $l/d < 4$ ).

Основними перевагами схеми "у розтяжку" є:

- 1) можливість регулювання опор;
- 2) мала імовірність защемлення вала в опорах внаслідок нагрівання останніх.

Недоліки схеми "у розтяг":

- 1) ускладнення конструкції підшипникового вузла в порівнянні зі схемою "у розпір";
- 2) можливість виникнення додаткових щілин у підшипниках.

Для порівняно довгих валів ( $l/c_i > 10$ ), а також для валів з

підшипниками, які розташовані в різних корпусах, використовують спосіб, коли одна з опор фіксована, а друга - плаваюча, тобто не фіксована в осьовому напрямі. Фіксований з двох боків на валу та в корпусі підшипник (рис. 3, а) сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу підшипник (плаваюча опора) - тільки радіальне навантаження.

Перевагами цієї схеми монтажу підшипників є:

- 1) температурні деформації вала не викликають його защемлення в підшипниках;
- 2) помилки виготовлення деталей підшипникових вузлів не впливають на точність їх монтажу і роботу підшипників.

Недоліками схеми є:

- 1) мала радіальна, осьова і кутова жорсткість опор вала;
- 2) відносна складність конструкції фіксованої опори.

Цю схему широко використовують для монтажу валів циліндричних зубчастих передач, приводних валів конвеєрів.

Жорсткість вала може бути підвищена за допомогою схеми двох підшипників для фіксуєчої опори. У такій опорі (рис. 3, б) радіальні і осьові щілини підшипників регулюють за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою. Два радіально-упорні підшипники фіксуєчої опори поставлені "у розпір", сприймають радіальне і двобічне осьове навантаження.

У порівнянні зі схемою рис. 3, а схема рис. 3, б, крім збільшення жорсткості вала, дозволяє сприймати більш великі осьові навантаження. Ця схема використовується для монтажу валів конічних і черв'ячних передач, які вимагають точної осьової фіксації.

Для валів з шевронними чи косозубими циліндричними зубчастими передачами, коли на валу розташовані дві шестерні з різними кутами нахилу зубців, монтаж опор виконують за схемою вільного осьового переміщення (рис. 4), тобто дві опори такого вала - плаваючі.

У вищерозглянутих схемах установки валів на підшипниках кочення використовуються радіальні та радіально-упорні підшипники. Упорні підшипники застосовують для сприйняття тільки осьових навантажень вала. Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямі, а подвійні підшипники здатні сприймати двобічне осьове навантаження.

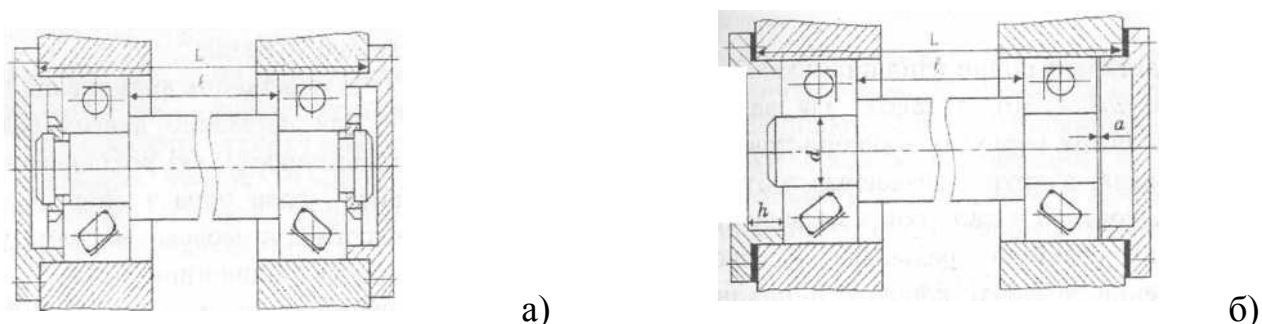
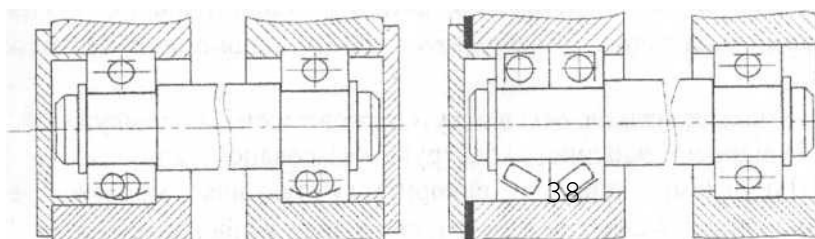


Рисунок 2



а) б)

Рисунок 3

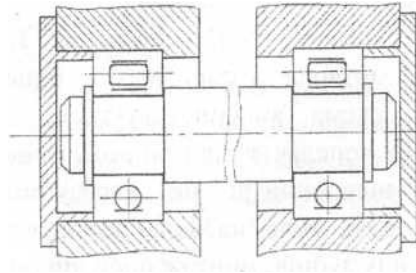


Рисунок 4

## 6 Послідовність виконання роботи

- 6.1 Ознайомитись із змістом цих методичних вказівок.
- 6.2 Одержати зразки підшипників кочення і вимірювальний інструмент.
- 6.3 Провести необхідні заміри і зробити ескізи підшипників.
- 6.4 Зробити розшифровку кожного підшипника
- 6.5 Ознайомитись із схемами установки вала на підшипниках у редукторі, який указано викладачем.
- 6.6 Зробити ескізи схем установки вала на підшипниках і вказати їх назву.

## 7. Контрольні запитання

- 7.1 Укажіть області використання найпоширеніших підшипників кочення.
- 7.2 Переваги й недоліки шарикових підшипників перед роликовими.
- 7.3 Як поділяються підшипники кочення за габаритами та класами точності?

- 7.4 Підшипники якого класу точності більш поширені в машинобудуванні?
- 7.5 Що розуміють під динамічною вантажопідйомністю підшипників кочення?
- 7.6 Як визначають еквівалентне динамічне навантаження підшипників кочення?
- 7.7 Які особливості добору радіально-упорних підшипників кочення?
- 7.8 Як маркуються підшипники кочення?
- 7.9 Основні схеми улаштування підшипників кочення в підшипникових вузлах редукторів.

### Список літератури

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. Павлище В.Г. Основи конструювання та розрахунку деталей машин.- Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування.- Львів: Новий світ – 2000, 2007. – 252 с.
4. Розрахунок валів і вибір підшипників кочення по динамічній вантажопідйомності: Методичні вказівки по курсу « Деталі машин та основи конструювання» / Укл. О.П. Полешко, Є.Т. Горалік, А.К. Скуратовський. – К.: КІП, 1997. – 56 с.
5. Перель Л.Я. Подшипника качения. Расчет, проектирование и обслуживание: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
6. Иванов М.Е., Павленко В.С. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъемности. – К., Вища шк., 1980.-234 с.
7. Цехновиц Л.И., Петриченко Н.П. Атлас конструкций редуктор. Киев, «ВШ», 1987.- 151 с.
8. Панов С.Л., Косенко В.І. Методичні вказівки та завдання до курсового проекту спеціальності «Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів і локомотивів» усіх форм навчання. ДЕТУТ, 2011р.
9. Шукшин М.П., Кульбовський І.І. та ін. Методичні вказівки до розрахунку валів і підшипників кочення редукторів загального призначення в курсовому проектування. Для студентів 3, 4, 5



курсів спеціальності «Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів і локомотивів» усіх форм навчання. ДЕТУТ, 2010 р.

10. Панов С.Л., Косенко В.І. Методичні вказівки щодо виконання РГР та курсового проекту з ДМ спеціальностей «Вагони та вагонне господарство», «Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання. К.: ДЕТУТ, 2013.-24 с.

*Навчально-методичне видання*

**Віталій Іванович КОСЕНКО**

**Сергій Львович ПАНОВ**

**Іван Іванович КУЛЬБОВСЬКИЙ**

**Методичні вказівки до лабораторних робіт  
з курсу**

**«ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ»**

Для студентів технічних спеціальностей усіх форм навчання

Відповідальний за випуск Косенко В.В.

Директор РВЦ ДЕТУТ  
Редактор

Л.В.Пономаренко  
М. В. Щербак

---

---

Підписано до друку . . 2014 р. Формат паперу 60×84/16,  
папір офс., спосіб друку – ризографія. Замовлення № - /  
13, тираж 40 прим.

---

Надруковано в редакційно-видавничому центрі  
Державного економіко-технологічного університету транспорту  
Свідоцтво про реєстрацію Серія ДК № 3079 від 27.12.2007 р.  
03049, м. Київ-49, вул. Миколи Лукашевича, 19.