

**П. М. БОНДАР, П. С. МИРОНЕНКО**

# **ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ**

---

**ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ  
для студентів спеціальності  
"Прилади і системи орієнтації та навігації"**

**КИЇВ  
2011**

**УДК 531.383**

**ББК 39.471.1**

**Б81**

*Гриф надано Методичною радою НТУУ "КПІ"  
(протокол № від 2011р.)*

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

Антонюк В. С., професор кафедри виробництва приладів,  
доктор техн. наук, професор.

Відповідальний редактор к.т.н., доцент Лазарєв Ю. Ф.

**Бондар П. М., Мироненко П. С.**

**Б81**

**Дослідження механізмів**

Лабораторний практикум для студентів спеціальності "Прилади і системи орієнтації та навігації", – електронне видання, 2011, 45с.

ISBN

Лабораторний практикум складається з описів дев'яти лабораторних робіт, що рекомендовані програмою за курсом "Прикладна механіка II (Розділ: Теорія механізмів і машин)". В описах робіт зазначені мета і задачі досліджень, подано теоретичне обґрунтування робіт, характеристики обладнання для дослідів, методики їхнього проведення і вимоги до оформлення протоколів лабораторних робіт.

Призначено для студентів приладобудівних спеціальностей вищих технічних учбових закладів.

**УДК 531.383**

**ББК 39.471.1**

ISBN

© Бондар П. М., Мироненко П. С.

# ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>Техніка безпеки при виконанні лабораторних робіт</b> .....	7
<b>1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ</b> .....	8
1.1. Мета роботи.....	8
1.2. Загальні відомості .....	8
1.3. Опис об'єктів дослідження.....	11
1.4. Порядок виконання роботи.....	11
1.5. Зміст звіту .....	13
1.6. Контрольні питання і завдання.....	14
<b>2. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВИХ ВАЖІЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ</b> .....	15
2.1. Мета роботи.....	15
2.2. Загальні відомості .....	15
2.3. Опис лабораторної установки.....	17
2.4. Порядок виконання роботи.....	19
2.5. Зміст звіту .....	20
2.6. Контрольні питання і завдання.....	20
<b>3. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ</b> .....	21
3.1. Мета роботи.....	21
3.2. Загальні відомості .....	21
3.3. Опис лабораторної установки.....	24
3.4. Порядок виконання роботи.....	26
3.5. Зміст звіту .....	26
3.6. Контрольні питання і завдання.....	27
<b>4. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ</b> .....	28
4.1. Мета роботи.....	28
4.2. Загальні відомості .....	28
4.3. Опис лабораторної установки.....	30
4.4. Порядок виконання роботи.....	30

4.5. Зміст звіту .....	31
4.6. Контрольні питання і завдання.....	31
<b>5. ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС СПОСОБОМ ОГИНАННЯ .....</b>	<b>32</b>
5.1. Мета роботи.....	32
5.2. Загальні відомості .....	32
5.3. Опис лабораторної установки.....	33
5.4. Порядок виконання роботи .....	34
5.5. Зміст звіту .....	35
5.6. Контрольні питання і завдання.....	36
<b>6. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ .....</b>	<b>37</b>
6.1. Мета роботи.....	37
6.2. Загальні відомості .....	37
6.3. Опис лабораторної установки.....	40
6.4. Порядок виконання роботи .....	41
6.5. Зміст звіту .....	42
6.6. Контрольні питання і завдання.....	42
<b>7. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛАНЕТАРНИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ .....</b>	<b>44</b>
7.1. Мета роботи.....	44
7.2. Загальні відомості .....	44
7.3. Опис лабораторної установки.....	48
7.4. Порядок виконання роботи .....	49
7.5. Зміст звіту .....	49
7.6. Контрольні питання і завдання.....	49
<b>8. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ПРИЛАДНОГО МЕХАНІЗМУ.....</b>	<b>51</b>
8.1. Мета роботи.....	51
8.2. Загальні відомості .....	51
8.3. Опис лабораторної установки.....	56

8.4. Порядок виконання роботи .....	58
8.5. Зміст звіту .....	59
8.6. Контрольні питання і завдання.....	59
<b>9. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАЛЬТІЙСЬКОГО МЕХАНІЗМУ .....</b>	<b>61</b>
9.1. Мета роботи.....	61
9.2. Загальні відомості .....	61
9.3. Опис лабораторної установки.....	63
9.4. Порядок виконання роботи .....	64
9.5. Зміст звіту .....	65
9.6. Контрольні запитання і завдання .....	65
<b>Список літератури .....</b>	<b>66</b>

## **ВСТУП**

Дисципліна “Прикладна механіка 2”, розділ “Теорія механізмів і машин” (ТММ) передбачає вивчення основних методів і алгоритмів аналізу і синтезу механізмів і машин, а також систем, розроблених на їх основі. Основні положення і термінологія дисципліни ТММ вивчаються на лекційних заняттях, а практичне засвоєння отриманих знань здійснюється на практичних заняттях і при виконанні лабораторних робіт. Обсяг виконання лабораторних робіт – 18 годин. Метою лабораторних робіт є закріплення і поглиблення знань, отриманих при вивченні курсу ТММ, а також придбання навичок експериментального дослідження механізмів та методів обробки отриманих результатів.

В лабораторному практикумі представлені дев'ять лабораторних робіт, при виконанні яких у студентів повинні сформуватися практичні навички по проведенню структурного і кінематичного аналізу механізмів, які використовуються в приладобудуванні, структурного і метричного синтезу. Студенти також ознайомляться з двома варіантами отримання формоутворюючих поверхонь евольвентних зубчастих коліс: методом копіювання і методом огинання.

Послідовність виконання лабораторних робіт уточнюється при проведенні першого заняття (складається графік виконання робіт).

Перед кожною лабораторною роботою студент повинен вивчити відповідні розділи лекційного матеріалу з ціллю попередньої підготовки до її виконання. У випадку, коли лекція за темою лабораторної роботи ще не була прочитана, – користуватись літературою, наведеною в кінці практикуму. Лабораторні роботи – це форма учбових занять, яка передбачає значну самостійну підготовку студентів.

Завдання на лабораторні роботи викладач видає безпосередньо перед началом її виконання. Завдання лабораторної роботи виконуються самостійно студентом в присутності викладача. Отримані покази або виконані завдання лабораторної роботи кожний студент повинен самостійно показати викладачу для перевірки.

Виконана лабораторна робота оформлюється у вигляді звіту на листках білого паперу формату А4 і включає наступні розділи: титульний лист, на якому записується: назва лабораторної роботи, прізвище і ініціали студента, група, курс і факультет, дата проведення роботи, прізвище і ініціали викладача. Далі наводять кінематичну схему механізму, розв'язки необхідних завдань і пояснення до них, покази вимірювальних приладів у вигляді таблиць. У звіті

повинні бути представлені також необхідні розрахунки, побудовані графіки та зроблені висновки по роботі. Висновки повинні базуватись на отриманих результатах і бути зіставлені з теоретичними.

При оформленні звітів лабораторних робіт допускається повне або часткове використання ПЕОМ.

Кожна лабораторна робота захищається студентом особисто. Захист лабораторної роботи проводиться в формі співбесіди, передбачає розв'язування практичних задач або тестів і призвана виявити рівень знань студента по темі лабораторної роботи. Строк захисту лабораторних робіт завершується по закінченню залікового тижня. Без захисту лабораторних робіт студент до іспиту не допускається.

## **Техніка безпеки при виконанні лабораторних робіт**

Студенти, що вперше проходять курс у лабораторії, зобов'язані прослухати інструкцію з техніки безпеки, дотримуватись якої потрібно протягом виконання усього циклу лабораторних робіт. Студенти, що не пройшли інструктаж з техніки безпеки в лабораторії, до занять не допускаються.

В лабораторії, де виконуються роботи, забороняється доторкатися до неізольованих частин сполучних провідників і контактів. Напруга змінного струму 220В є небезпечною для життя. Забороняється також залишати лабораторну установку і прилади без догляду.

Категорично забороняється самостійно вмикати, перестроювати і переставляти прилади, які знаходяться в лабораторії і не входять до лабораторного обладнання даного циклу робіт.

У випадку поразки током, обриву проводів, що перебувають під напругою, і інших екстрених випадках необхідно негайно відключити напругу.

Невиконання правил техніки безпеки може призвести до травм, виходу з ладу досить дорогих приладів.

# 1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

## 1.1. Мета роботи

Ознайомлення з різновидами елементів структури і етапами синтезу основних видів механізмів, а також набуття навичок проведення структурного аналізу і метричного синтезу важільних механізмів.

## 1.2. Загальні відомості

Кожний механізм представляє собою кінематичний ланцюг тобто сукупність декількох ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами. Основними властивостями механізму є рухомість його ланок і узгодженість їхнього руху. В більшості випадків одна з ланок механізму є нерухомою відносно поверхні землі. Така ланка називається основою або стойкою. У зв'язку з визначеністю руху ланок механізму однієї відносно іншої параметри їхнього руху (переміщення, швидкість, прискорення) зручно оцінювати відносно нерухомої ланки. Ланки з заданим законом руху називаються ведучими, а інші – веденими. Ступінь рухомості (вільності) механізму визначається кількістю ведучих ланок. Будь – яка ведуча ланка має одну ступінь вільності.

В плоскому механізмі використовуються ланки, які здійснюють рух в одній площині і кінематичні пари 4-го і 5-го класів. Кожна така ланка у вільному стані має три незалежні рухи (два поступальних і один обертальний рух). Тобто якщо механізм складається з  $n$  рухомих ланок, то він може мати  $3n$  ступенів вільності. При цьому кожна кінематична пара 4-го класу накладає один зв'язок, а пара 5-го класу – два. Таким чином плоский механізм, який складається з пар 4-го та 5-го класів, має таку кількість ступенів вільності:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де  $W$  – ступінь рухомості механізму;

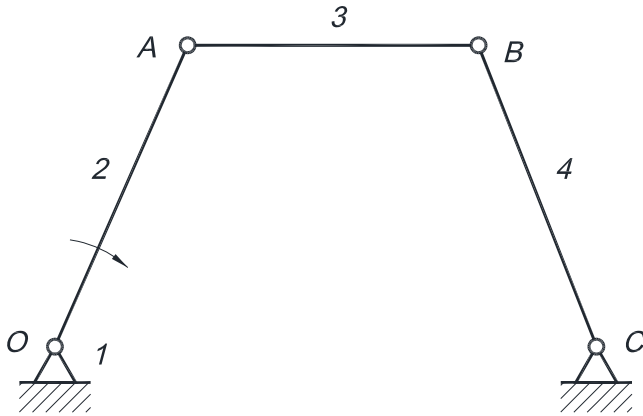
$p_5$  – кількість пар 5-го класу;

$p_4$  – кількість пар 4-го класу.

Ця формула була запропонована П. Л. Чебишевим. За її допомогою за кількістю ланок і кінематичних пар можна визначити ступінь рухомості плоского механізму.

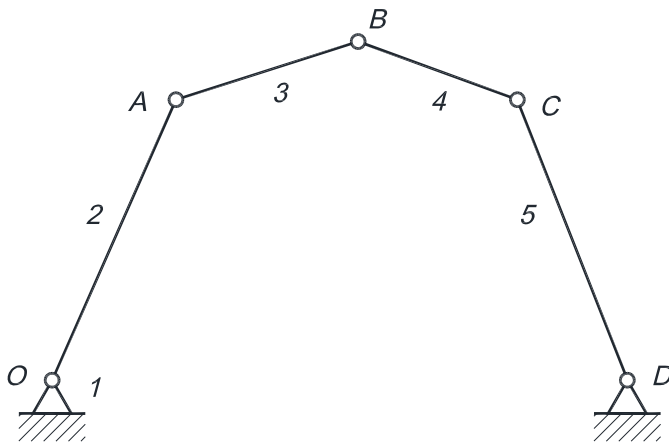


Приклади:



$$\begin{aligned}
 n &= 3, \\
 p_3 &= 4, \\
 p_4 &= 0, \\
 W &= 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.
 \end{aligned}$$

Рис.1



$$\begin{aligned}
 n &= 4, \\
 p_3 &= 5, \\
 p_4 &= 0, \\
 W &= 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.
 \end{aligned}$$

Рис.2

Механізми, які мають дві і більше ведучих ланок, називають диференціальними.

Клас механізму визначається кількістю кінематичних пар в замкнутому контурі, а порядок визначається кількістю зовнішніх кінематичних пар, до яких можна приєднати повідки в найбільш складній кінематичній групі.

Структурний аналіз – це дослідження структури механізму, тобто визначення числа ланок і структурних груп, числа і типу кінематичних пар, кількості і виду кінематичних ланок, надлишкових і пасивних зв'язків.

При проведенні структурного аналізу треба в першу чергу від'єднувати структурні групи, починаючи з найбільш віддаленої від ведучої ланки. Наприклад, в механізмі, приведеному на рис.3, найбільш віддаленою від ведучої (2–1) ланки є група, яка утворена ланками 7–8. Так як в цьому механізмі найбільш складний замкнутий контур складається з трьох кінематичних пар (ланки 3, 6), до яких приєднано максимально три повідки (ланки 2, 4, 5), то це механізм – 3-го класу 3-го порядку.

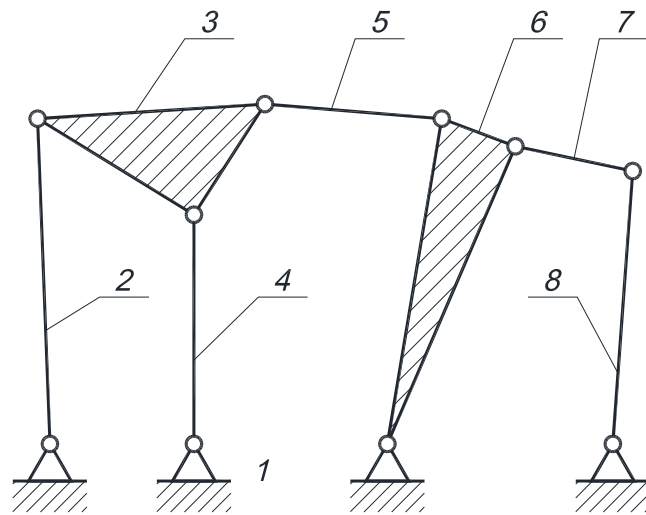


Рис.3

Результат послідовного від'єднання груп від механізму, приведеному на рис.4, показано на рис.5. В результаті структурного аналізу робимо висновок, що механізм не має груп вище другого класу. Таким чином весь механізм відноситься до другого класу.

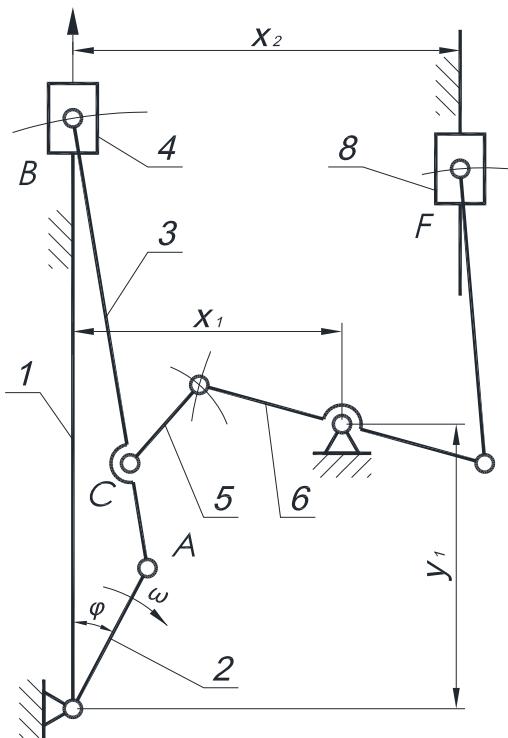


Рис.4

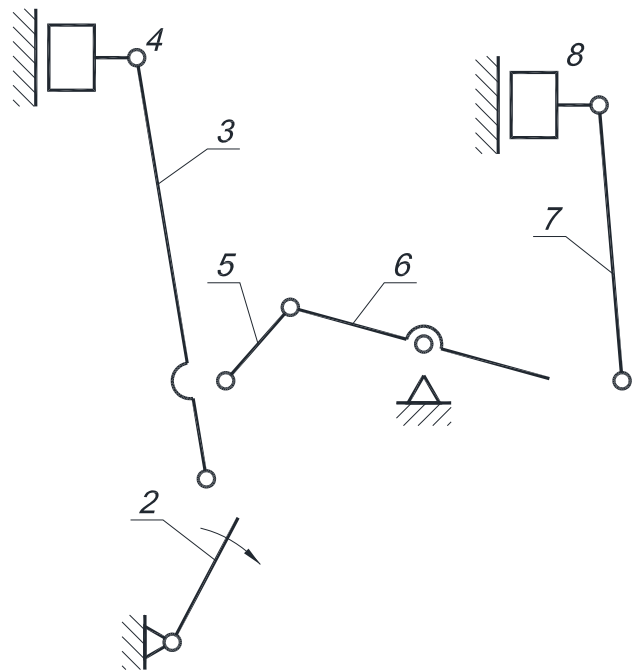


Рис.5

Вперше раціональну класифікацію механізмів розробив російський вчений Л. В. Ассур у 1914 році. Але класифікація Ассура охоплює лише механізми з нижчими кінематичними парами, тобто з парами, в яких контакт

між ланками здійснюється по поверхні (такі кінематичні пари відрізняються можливістю їх елементів сприймати і передавати значні навантаження, в той час як вищі кінематичні пари мають можливість відтворювати досить складні відносні рухи).

Тому при дослідженні механізмів з вищими парами доводиться прибгати до умовної їх заміни еквівалентними механізмами з нижчими парами. При цьому відносний рух ланок повинен зберігатись. Для здійснення заміни необхідно в місцях центрів кривизни елементів вищих кінематичних пар поставити пари п'ятого класу і з'єднати їх між собою і стойкою. Приклад таких дій показаний на рис.6.

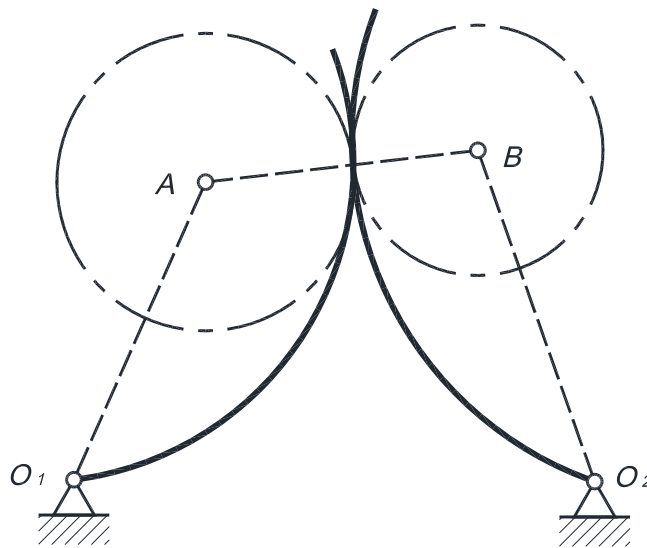


Рис.6.

*Синтез механізмів виконується в два етапи см. стр.24*

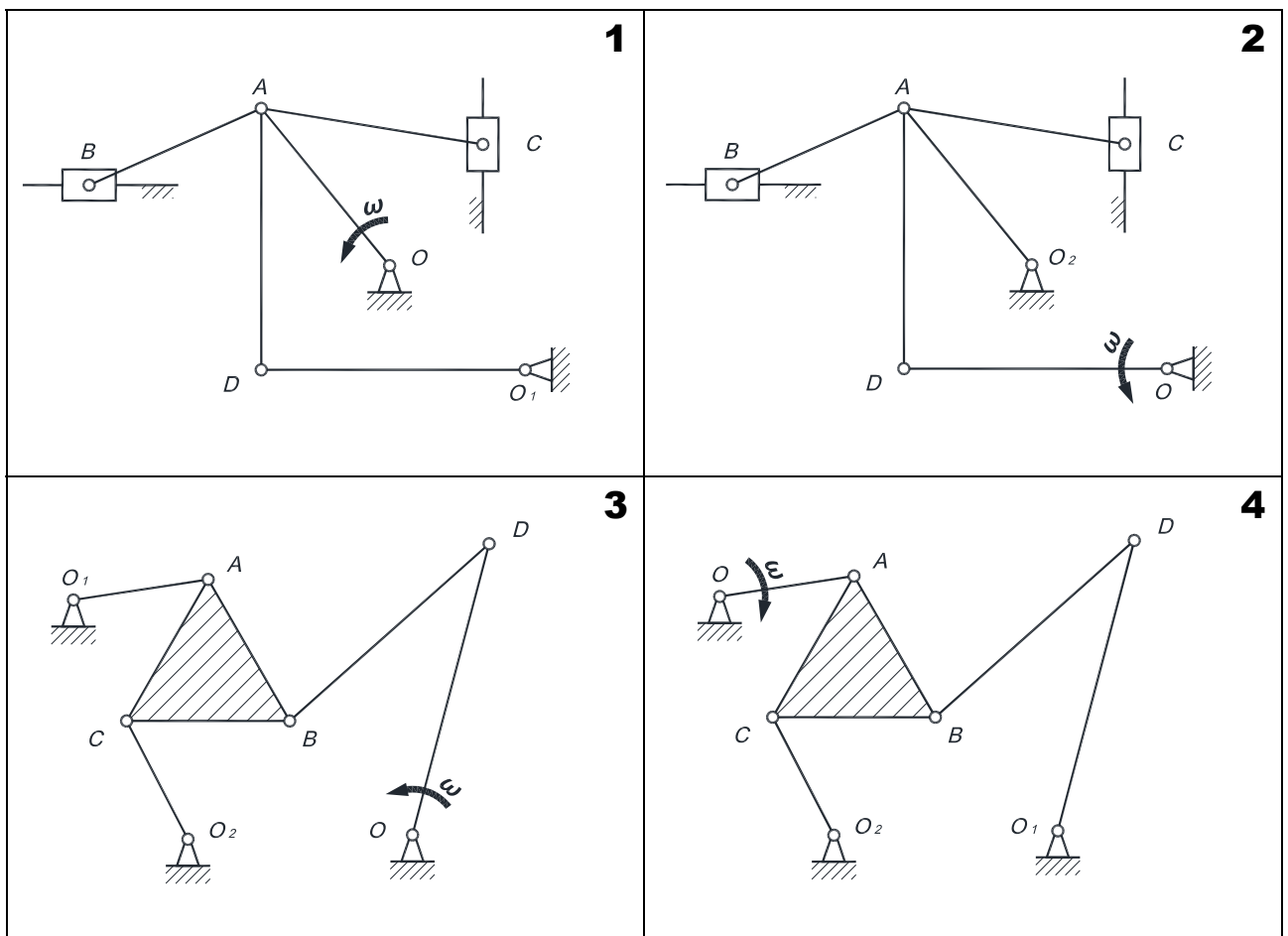
### **1.3. Опис об'єктів дослідження**

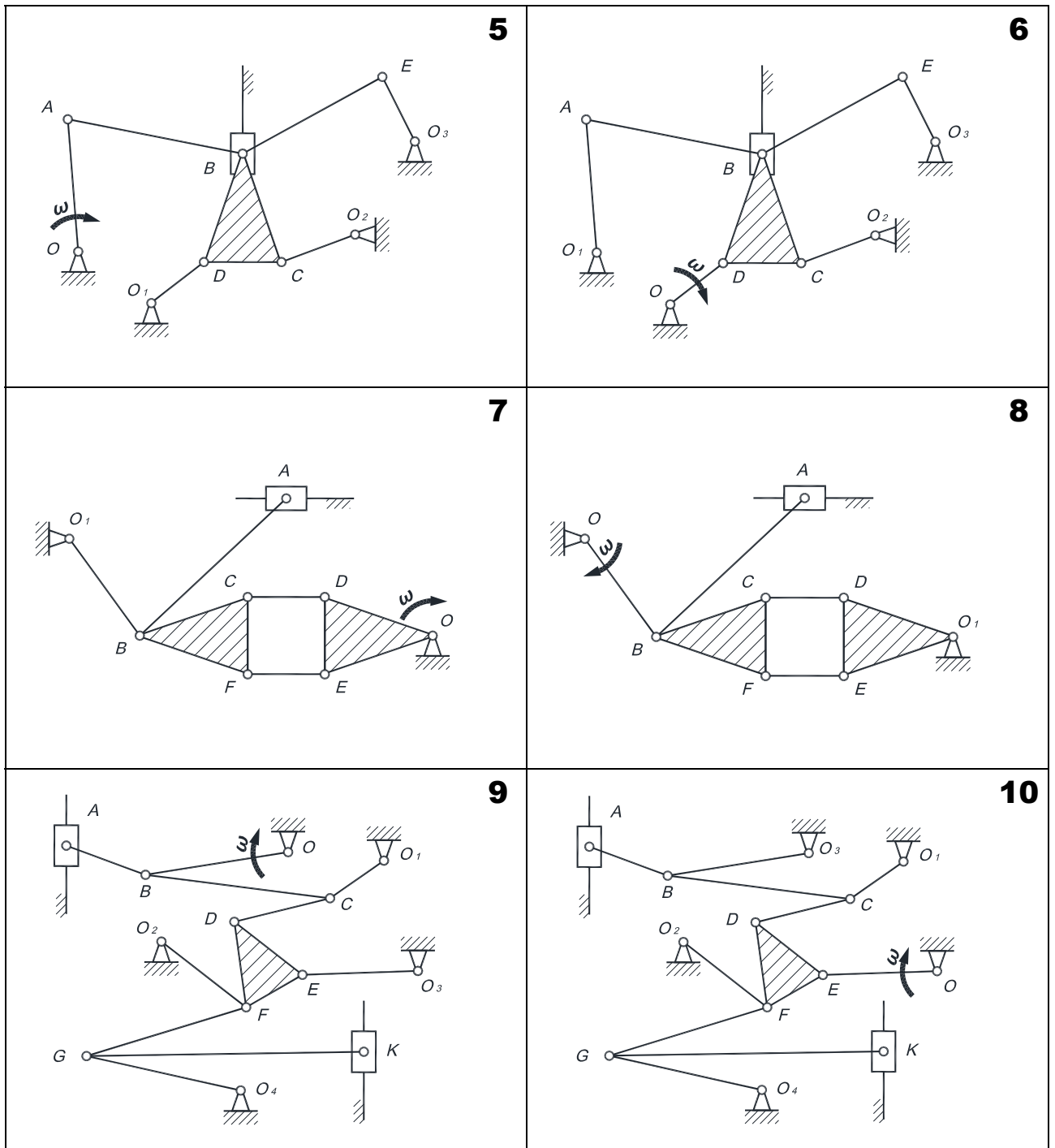
Для проведення структурного аналізу студенти отримують від викладача конструктивні схеми реальних механізмів, найбільше розповсюджених в приладобудуванні.

### **1.4. Порядок виконання роботи**

1. Ознайомитись з принципом дії механізму і скласти його геометричну характеристику, тобто визначити сукупність геометричних параметрів, необхідних і достатніх для побудови кінематичної схеми механізму. Параметри, які складають геометричну характеристику плоского механізму, наступні:

- а) для нерухомих шарнірів – координати їх осей в нерухомій системі відліку;
  - б) для ланок, які входять в обертальні пари, осі яких рухомі, – відстань між цими осями або інші параметри, наприклад, кути, які визначають плоску базисну ланку;
  - в) для нерухомих прямолінійних направляючих – координати двох точок направляючої або координату однієї точки і кута нахилу;
  - г) для криволінійних куліс – радіус дуги, по якій рухається центр повзуна.
2. Побудувати кінематичну схему механізму в вибраному масштабі, використовуючи прийняті умовні позначення кінематичних пар з урахуванням указаних розмірів ланок механізму. Починати складати кінематичну схему слід з нанесення системи координат нерухомих осей обертання і направляючих. Приклад побудови кінематичної схеми показано на рис.4.
3. Користуючись кінематичною схемою, визначити число ступенів вільності механізму, отримати від викладача вказівку на те, яку з ланок механізму прийняти ведучою, визначити клас і порядок механізму, а також розбити механізм на структурні групи. Якщо це необхідно, провести заміну вищих кінематичних пар кінематичними ланцюгами з парами нижчого класу.





## 1.5. Зміст звіту

У звіті слід навести конструктивну схему механізму, для якого проведено структурний аналіз, указати розміри ланок та інші геометричні характеристики механізму, привести кінематичну схему, виконати розбивку на структурні групи та обчислити ступінь рухомості механізму. Визначити клас і порядок механізму. Зробити висновки по роботі.

## 1.6. Контрольні питання і завдання

1. Дайте визначення механізму.
2. Накреслити ескіз кінематичної пари з запропонованим викладачем ступенем вільності.
3. Дайте визначення вищих і нижчих кінематичних пар. Наведіть приклади.
4. Навести приклади складних, відкритих і замкнутих кінематичних ланцюгів.
5. Що таке пасивні і надлишкові зв'язки? Приклад.
6. Поясніть переваги і недоліки вищих і нижчих кінематичних пар.
7. Дайте визначення рухомості механізму.
8. Як визначити клас, вид і порядок структурної групи?
9. Що таке структура механізму і які дефекти структури механізмів ви знаєте?
10. Які ланцюги називаються ведучими, а які – веденими?
11. Чим відрізняються структурна від кінематичної схеми?

## 2. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВИХ ВАЖІЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ

### 2.1. Мета роботи

Експериментальне дослідження залежності передатного відношення повідкової передачі від її геометричних розмірів, а також вивчення методів формування заданого закону зміни передатного відношення.

### 2.2. Загальні відомості

Повідкові передачі належать до просторових важільних передач. Вони використовуються у різних вимірювальних приладах для перетворення обертального руху ведучої ланки на обертальний рух веденої. Остання знаходиться під певним кутом до ведучої ланки. Повідкові передачі дозволяють зручно розташовувати шкали приладів, збільшувати масштаб відліку у порівнянні з дійсним спостережуваним переміщенням, робити відлікову шкалу рівномірною.

У повідковій передачі (рис.1) рух з ведучого вала  $1$  передається на ведений вал  $2$  через поводки  $3$  та  $4$ , що є стержнями одного діаметра, осі яких або є перпендикулярними до осей валів  $1$  і  $2$ , або одна з осей (найчастіше вісь ведучого поводка) нахилена під кутом  $\gamma \neq 90^\circ$ . Точка перетину осей  $A$  і  $B$  поводків з осями відповідних валів знаходиться на відстанях  $a$  і  $b$  від точки перетину осей валів  $O$ . При повороті ведучого вала на кут  $\alpha$  ведений вал  $2$  повертається на кут  $\beta$ , в загальному випадку не рівний куту  $\alpha$ .

Характерною особливістю повідкової передачі є те, що точка дотику поводків ковзає по обох дотичних ланках механізму. Якщо обидва поводки є перпендикулярними до осей обертання валів, то точки кожного з них рухаються у площині, перпендикулярній до відповідної осі, а точка дотику переміщується уздовж прямої, за якою перерізаються ці площини. При розташуванні ведучого і веденого валів у одній площині має місце співвідношення:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{b}{a} \operatorname{tg}\alpha \quad (1)$$

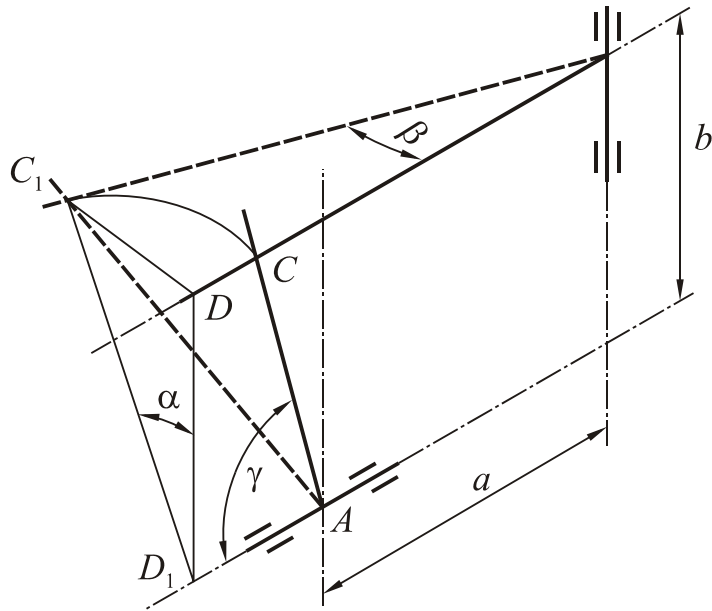


Рис.1

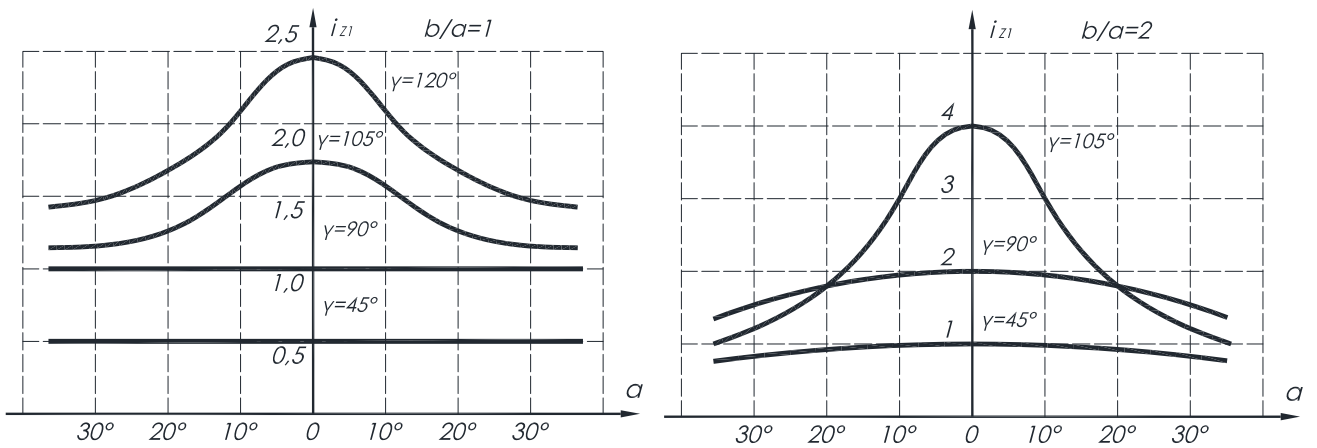


Рис.2

Таблиця 1

<b>Довжина повідка <math>a</math></b>	$a$	$a$	$a$	$a$	$a$
<b>Довжина повідка <math>b</math></b>	$b=a$	$b=2a$	$b=0,5a$	$b=2a$	$b=0,5a$
<b>Кут нахилу <math>\gamma</math></b>	$0$	$0$	$0$	$30^0$	$-30^0$
<b>Кути повороту</b>					
<b>Результати експерименту</b>					



Якщо поводок встановлений не перпендикулярно, а під кутом  $\gamma$  до осі обертання, то він описує конічну поверхню. Її переріз з площиною, в якій обертається другий не відігнутий поводок, є гіперболою. В цьому випадку характеристика повідкової передачі має вигляд:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b \operatorname{tg} \alpha}{a + \frac{b}{\cos \alpha} \operatorname{ctg} \gamma} \quad (2)$$

Передатне відношення механізму дорівнює

$$t_{21} = \frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{\frac{a}{b} + \cos \alpha \operatorname{ctg} \gamma}{\sin^2 \alpha \left( \frac{a^2}{b^2} - 1 \right) + 2 \frac{a}{b} \cos \alpha \operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg}^2 \gamma + 1} \quad (3)$$

Передатне відношення не є сталою величиною і залежить від кута повороту ведучого поводка  $\alpha$ , відношення довжин поводків  $a/b$  і нахилу осі ведучого поводка  $\gamma$ .

На рис. 2 наведено криві залежності передатного відношення від цих параметрів. З графіків видно, що передатне відношення різко змінюється зі збільшенням відношення  $a/b$ . У залежності від кута нахилу  $\gamma$  можна виділити дві сім'ї кривих, що відповідають значенням  $\gamma > 90^\circ$  і  $\gamma < 90^\circ$ . Використання кута нахилу поводка  $\gamma > 90^\circ$  може спростити повідкову передачу з постійним передатним відношенням. Сім'я кривих  $\gamma < 90^\circ$  може бути використана при проектуванні повідкових передач зі змінним передатним відношенням, призначених для "виправлення" шкали приладу, при якому здійснюється перехід від дійсної залежності між сигналом чутливого елемента і вимірюваної величини  $\psi = f(a)$  до прямої пропорційності  $\psi = ka$ .

Повідкові передачі використовують, враховуючи їх виготовлення, у багатьох манометричних приладах, де їх використання за обмежених кутів повороту є більш корисним, ніж використання конічних передач.

### 2.3. Опис лабораторної установки

Зовнішній вигляд лабораторної установки зображено на рис.3. На основі  $I$  закріплено у горизонтальному положенні вісь 7, яка має ступінь вільності обертання. На осі 7 закріплено барабан 3, який може обертатися навколо горизонтальної осі  $\zeta$  на фіксовані кути повороту. Фіксація барабана здійснюється за допомогою заскочки 2. На барабані удовж вертикальної осі  $\zeta$  встановлено поводок 12.

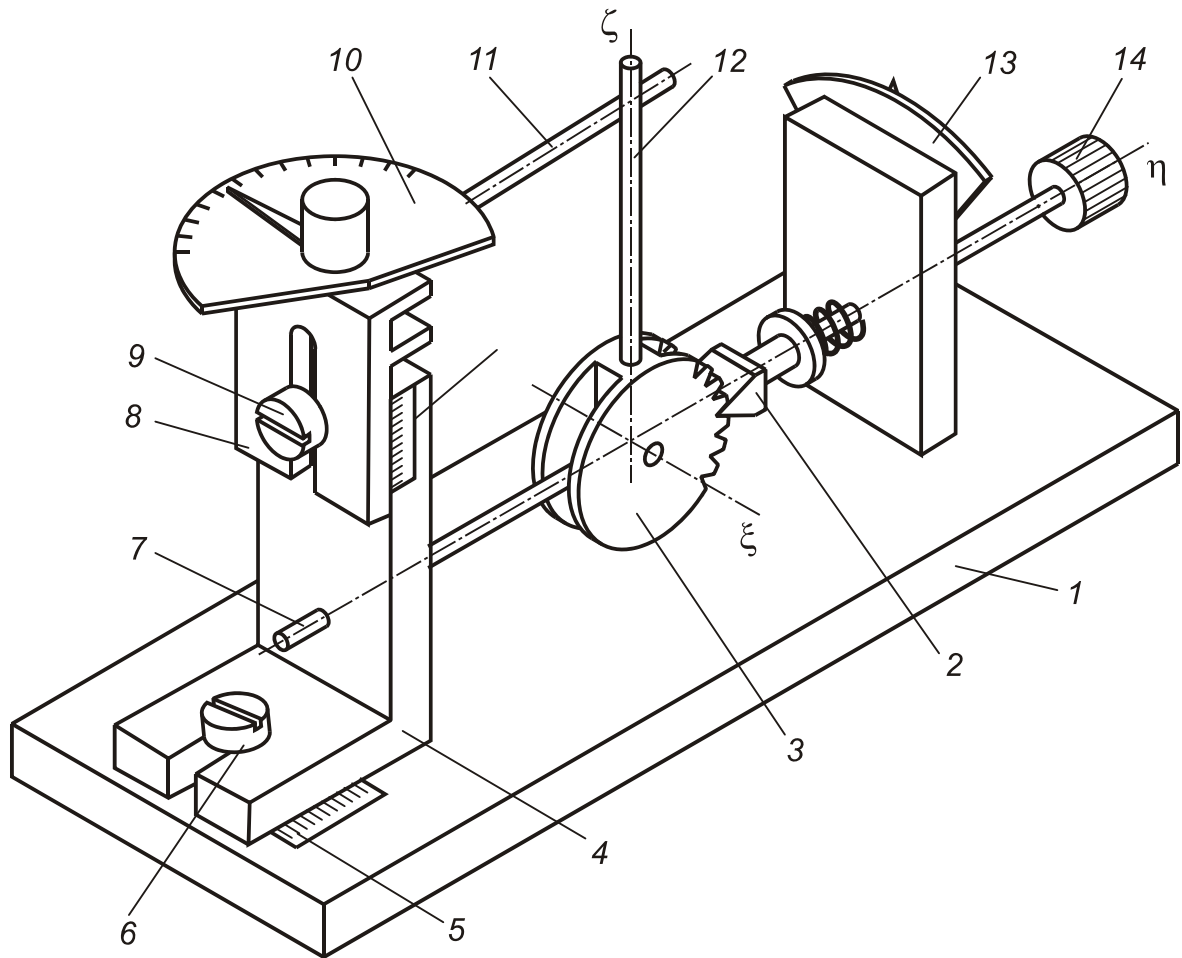


Рис.3. Принципова схема механізму

Поворот цього поводка навколо осі 7 (вісь  $\eta$ ) здійснюється рукояткою 14. Кут повороту вимірюється за шкалою 13. Поводок 11 закріплено на стояку 4 і може обертатися в горизонтальній площині. Кут повороту поводка 11 вимірюється за шкалою 10. Переміщуючи повзун 8, можна змінювати довжину поводка 12, при цьому остання вимірюється за шкалою 15. Довжину поводка 11 можна змінювати, переміщуючи стояк 4 відносно основи 1.

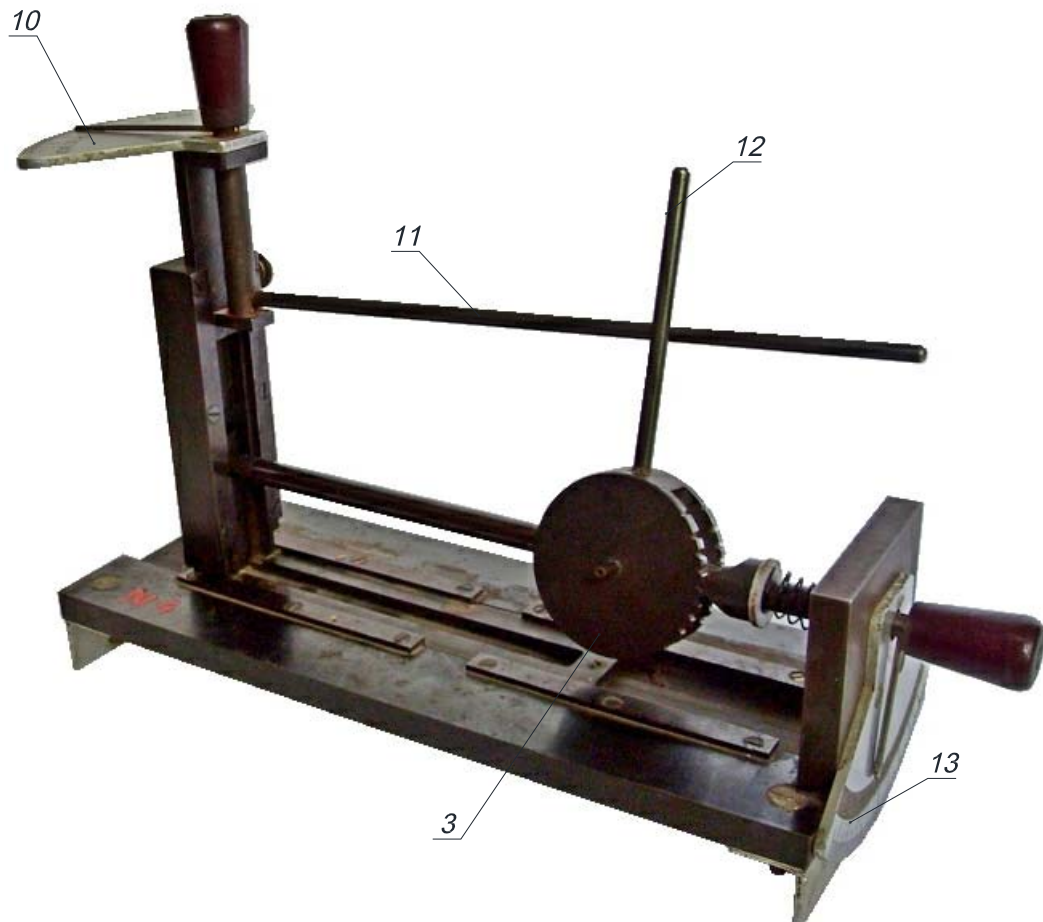


Рис. 4. Лабораторна установка для дослідження

## 2.4. Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією лабораторної установки.
2. Переміщуючи стаяк 4 і повзун 8 за шкалами 5 і 15, встановити однакову довжину ведучого і веденого поводків. Повертаючи поводок 12 на задані фіксовані кути, зняти залежність  $\beta = f(\alpha)$ . Дослід провести три рази. За результатами дослідів побудувати графік характеристики повідкової передачі.
3. Побудувати графік залежності передатного відношення  $i_{21}$  у залежності від кута повороту ведучого поводка.
4. Переміщуючи стаяк 4, змінити співвідношення довжин поводків. Повторити експеримент відповідно до пп. 2 і 3.
5. Встановити стаяк 4 у початкове положення. Переміщуючи повзун 8, встановити відношення довжин поводків, яке дорівнює 0,5. Провести виміри відповідно до п.2 і побудувати графік зміни передатного відношення.
6. Встановити кут повороту  $\gamma$  ведучого поводка  $+30^\circ$ . Переміщуючи стаяк 4 і повзун 8, задати співвідношення довжин поводків  $a = 0,5b$ .

7. Повторити п.6 досліджень, задаючи кут ведучого поводка  $-30^\circ$ . Результати експериментів відповідно до пп. 2-7 занести до таблиці 1.

## 2.5. Зміст звіту

У звіті слід навести кінематичну схему повідкової передачі, таблицю результатів експериментів, графіки характеристик і передатних відношень повідкової передачі і загальні висновки по роботі.

## 2.6. Контрольні питання і завдання

1. Назвіть області використання повідкових передач.
2. Як впливає кут нахилу поводка  $\gamma$  на величину і стабільність коефіцієнта передачі механізму?
3. Які переваги і недоліки мають повідкові передачі?
4. Які механізми забезпечують передачу обертання між осями, що перетинаються?
5. За яких співвідношень параметрів передачі:  $a - b$ ,  $\gamma - 90^\circ$  або  $b - 2a$ ,  $\gamma = 45^\circ$  забезпечується більша сталість передатного відношення?
6. Які механізми забезпечують передачу обертання між мимобіжними осями?
7. Як зменшити похибки важільних механізмів?
8. Які типи важільних механізмів ви знаєте?

## 3. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

### 3.1. Мета роботи

Ознайомлення з особливостями конструкції і роботи кулачкових механізмів та методами їх експериментального дослідження.

### 3.2. Загальні відомості

Кулачковий механізм складається з двох рухомих ланок, які утворюють між собою вищу кінематичну пару, і стояка, з яким кожна із рухомих ланок входить у нижчу пару. На рис.1 зображено типову схему найпростішого плоского механізму, що має один ступінь вільності. Ведуча ланка 1, яка обертається відносно стояка, є кулачком. Ведена ланка 2, яка зветься штовхачем, контактує з кулачком у певній точці А. Штовхач 2 здійснює зворотно-поступальний рух. Він складає поступальну пару зі стояком найчастіше використовують кулачкові механізми з кулачком, що обертається, рідше – з кулачком, що поступально рухається. Ведена ланка може здійснювати поступальний рух, або обертання, а також, у деяких випадках, – складний рух. Головною особливістю кулачкових механізмів є простота їх проектування, тобто простота розв'язання задач їх синтезу. За допомогою кулачкових механізмів можна точно відтворювати будь-які закони переміщення ведених ланок кінематичного ланцюга і відтворювати переривчастий рух. Кулачкові механізми використовують для перетворення обертального руху на поступальний і поступального – на поступальний. Ці механізми використовують для відтворення заданого закону руху у програмних механізмах, системах аретування гіроскопічних приладів, самописних і лічильно-розв'язувальних машинах.

Кулачок механізму, призначений для відтворення функції  $S = f(\varphi)$ , являє собою плоский або просторовий профільований ланцюг зі змінним радіусом кривизни. Для отримання залежності типу  $S = f_1(\varphi, \beta)$  у кулачковому механізмі часто використовують ланку з двома змінними радіусами кривизни – коноїд. Замикання кінематичної пари "кулачок-штовхач" може бути здійснено як силовим способом, тобто дією зовнішньої сили або сили пружини, так і геометрично, за рахунок охоплення елементів пари відповідною поверхнею.

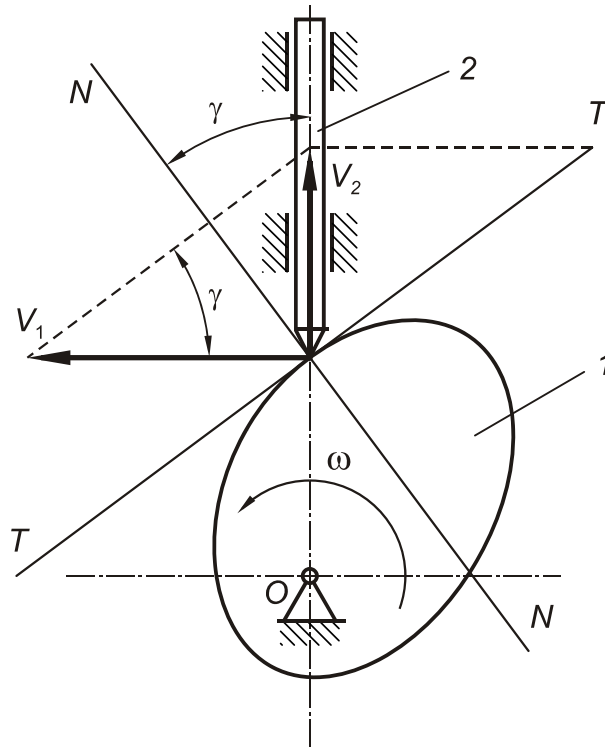


Рис.1. Кінематична схема плоского механізму, що має один ступінь вільності

Характер руху веденої ланки (переміщення  $S$ , швидкість  $\frac{dS}{d\varphi}$  і прискорення  $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ ) визначається конфігурацією робочої поверхні кулачка. Завданням кінематичного аналізу є виявлення закону руху веденої ланки за заданими розмірами кулачкового механізму і закону руху кулачка. При цьому вважають, що кулачок обертається рівномірно ( $\omega = \text{const}$ ).

На практиці кінематичний аналіз кулачкових механізмів зводиться до побудови діаграми  $S = f(\varphi)$  за заданим профілем кулачка. Потім ця діаграма піддається графічному диференціюванню, в результаті чого одержують діаграму  $\frac{dS}{d\varphi} = f_1(\varphi)$  і  $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f_2(\varphi)$ . Крім цього, кінематичний аналіз кулачкових механізмів дозволяє побудувати графік зміни кута тиску  $\gamma$  в залежності від кута  $\varphi$  повороту кулачка і циклограму руху штовхача. Завдяки цьому аналізу можна дізнатися, чи відповідає прийнята схема механізму і співвідношення довжин його ланок поставленому перед нами завданню. Крім того, дані про співвідношення швидкостей різних точок дають змогу визначити характер передачі сил у механізмі, а значення прискорень – підрахувати сили інерції, які виникли у деяких ланках, і урахувати їх при визначенні реакцій у кінематичних парах та навантажень на ту чи іншу ланку.

На рис.2 зображено діаграму переміщення штовхача:  $S = f(\varphi)$ .

Масштаби діаграми  $\mu_\varphi$  і  $\mu_S$  визначаються співвідношеннями:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{a}; \quad \mu_S = \frac{s_{\max}}{h},$$

де  $a, h$  – довжина і висота діаграми на рисунку.

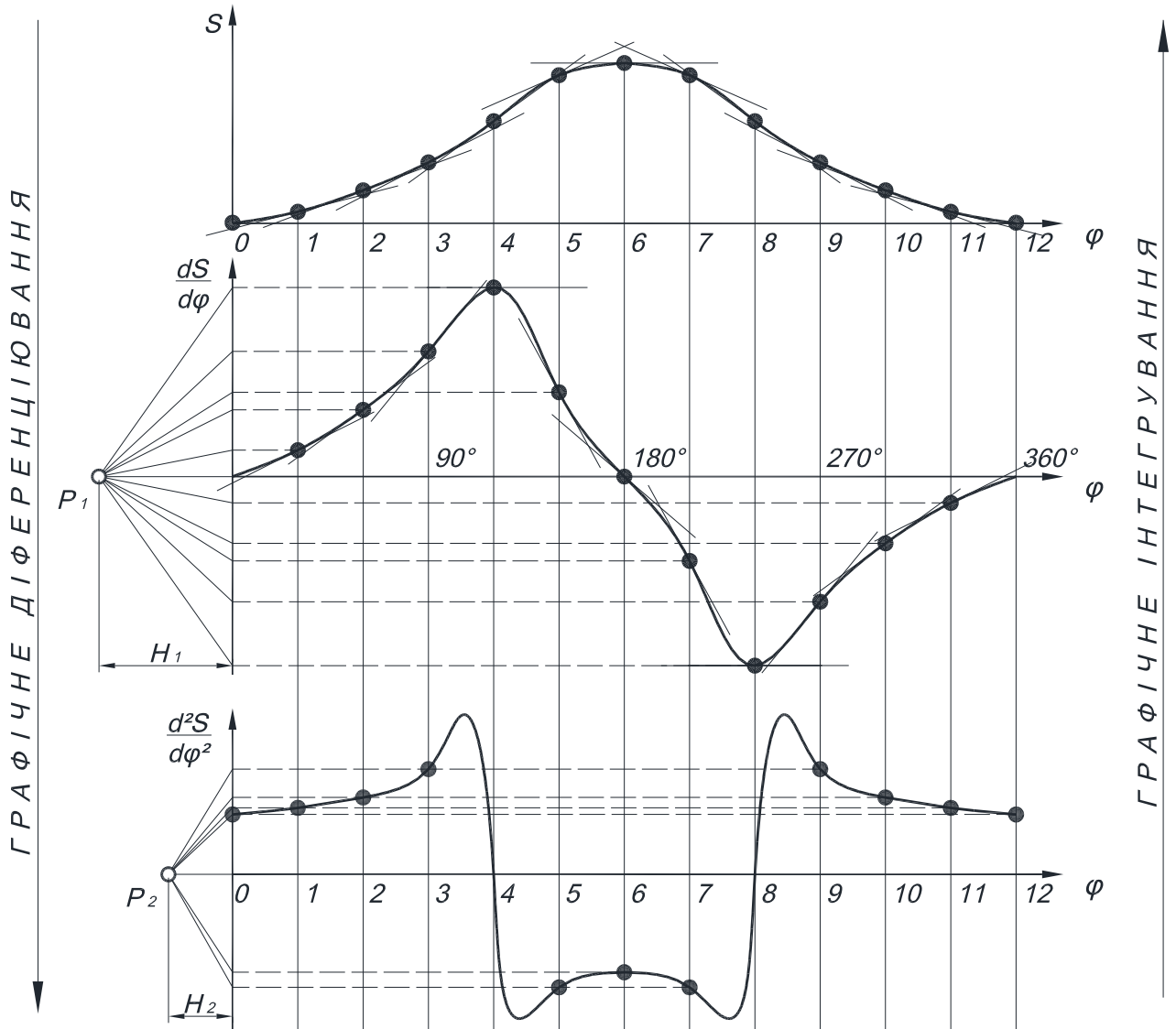


Рис.2

Методику побудови діаграми переміщення буде розглянуто далі. Для того, щоб одержати діаграми  $\frac{ds}{d\varphi} = f_1(\varphi)$  і  $\frac{d^2s}{d\varphi^2} = f_2(\varphi)$ , діаграма переміщень підлягає двократному графічному диференціюванню методом дотичних або методом хорд. Масштаби нових графіків (див. рис. 2) можна визначити за формулами:

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H\mu_{\varphi}}; \quad \mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{H\mu_{\varphi}} \quad (1)$$

де  $H$  – полюсна відстань на діаграмі, мм.

Діаграму змінення кута тиску  $\gamma$  у кулачковому механізмі будують, враховуючи такі положення.

З рис.1 видно, що

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{v_2}{v_1}, \quad (2)$$

де  $v_1$  – колова швидкість точки дотику кулачка з штовхачем;

$v_2$  – швидкість руху штовхача.

Значення  $v_1$  і  $v_2$  можна відшукати по залежностях:

$$v_1 = \omega \rho; \quad v_2 = \frac{ds}{dt} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \omega = \frac{ds}{d\varphi} \mu \frac{ds}{d\varphi} \omega.$$

Після підставлення  $v_1$  і  $v_2$  у формулу (2), одержимо:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{\rho} \frac{ds}{d\varphi} \mu \frac{ds}{d\varphi} \quad (3)$$

де  $\rho$  – радіус-вектор профілю кулачка.

За допомогою графіка  $\frac{ds}{d\varphi} = f(\varphi)$  обчислюють значення  $\frac{ds}{d\varphi}$  для ряду кутів повороту кулачка. Величину  $\rho$  можна визначити, склавши величину  $S$  з радіусом основної шайби кулачка або виконуючи безпосередні виміри на кулачку.

Циклограма руху штовхача показує змінену фаз його руху за один цикл роботи. Для механізму з кулачком, що має робочий кут  $360^\circ$ , ця циклограма складається з двох фаз – піднімання і опускання штовхача. У загальному випадку циклограма може мати чотири фази: нижню паузу, піднімання, верхню паузу і опускання. Кути повороту  $\varphi$ , що обмежують фази руху штовхача, визначаються шляхом експериментального дослідження кулачкового механізму.

### 3.3. Опис лабораторної установки

Об'єктом дослідження є кулачковий механізм з набором кулачків і штовхачем що поступово рухається (рис.3).

Вал, на якому закріплено комплект кулачків 5, обертається рукояткою 7 через редуктор 8. Із зовнішньої сторони корпусу редуктора розміщено шкалу відліку зі стрілкою, яка дозволяє вимірювати кути повороту вала кулачків при



його обертанні. Товкачем кулачкового механізму є щуп індикатора годинникового типу 4. За допомогою індикатора вимірюється величина переміщення штовхача.

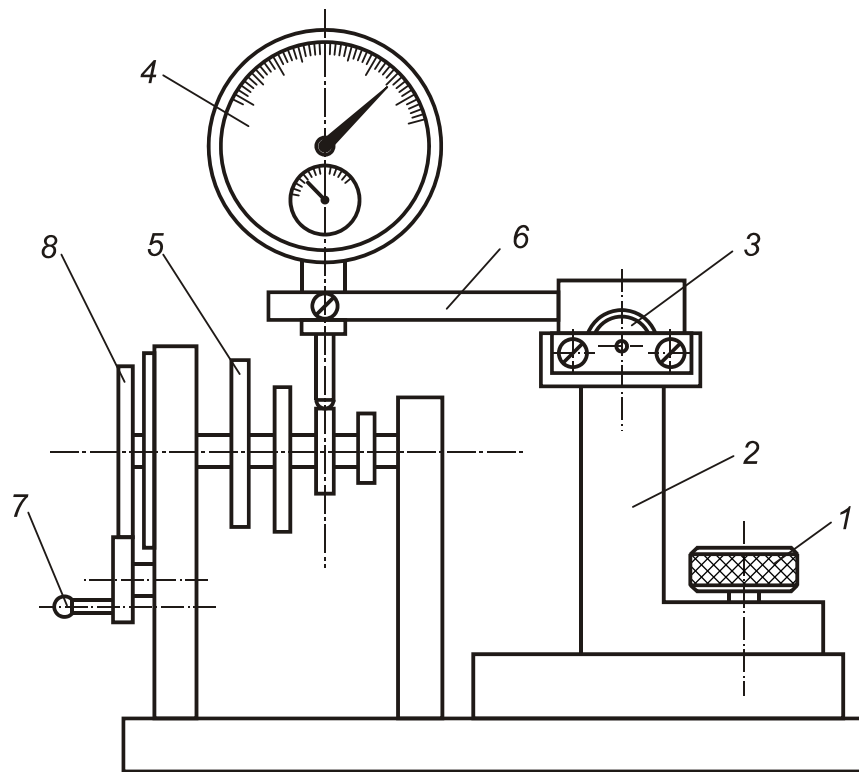


Рис.3. Принципова схема механізму

Для того, щоб побудувати діаграму  $S = f(\varphi)$ , виконують наступні дії. Ослаблюють гайку 1, переміщують стояк 2 таким чином, щоб індикатор 4 знаходився під досліджуваним кулачком. Потім забезпечують дотик щупа індикатора з робочою поверхнею досліджуваного кулачка. Після виконання вказаних операцій лабораторна установка готова до роботи.

Обертаючи періодично рукоятку 7 на рівне число поділок шкали відлікового пристрою, встановлюють кут повороту кулачка  $\varphi$ . Одночасно з цим фіксують відповідні цьому куту переміщення  $S$  штовхача від його нижнього положення. Результати вимірів заносять до таблиці 1.

Таблиця 1

$\varphi$ , град.	$S$	$dS/d\varphi$	$\rho$	$\text{tg}\gamma$
0				
...				
360				

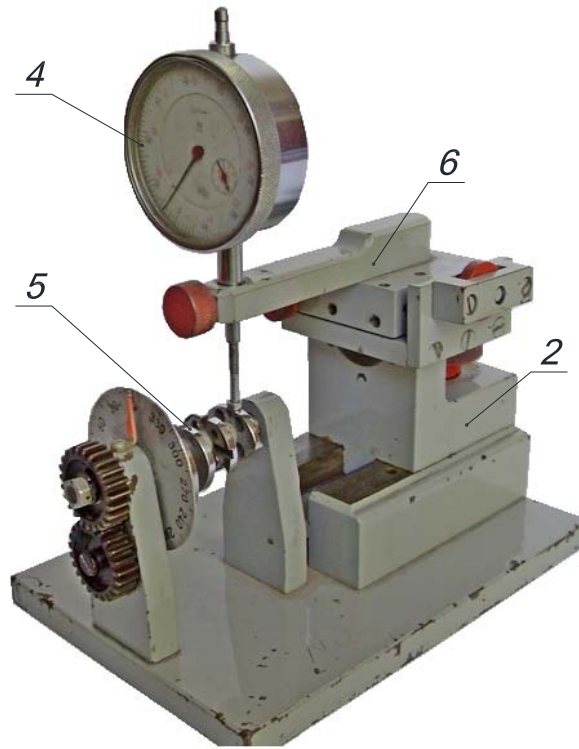


Рис.4. Лабораторна установка для дослідження

### 3.4. Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією лабораторної установки і підготувати установку до роботи.
2. Виміряти шлях переміщення штовхача для ряду кутів повороту кулачка. Результати вимірів занести до таблиці 1. За результатами вимірів побудувати графік.
3. Шляхом графічного диференціювання побудувати графіки  $\frac{dS}{d\varphi}$  і  $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ .
4. Обчислити масштаби побудованих графіків.
5. Визначити кут тиску за формулою (3) і побудувати графік його зміни.
6. Побудувати циклограму руху штовхача кулачкового механізму.

### 3.5. Зміст звіту

У звіті слід навести схеми досліджуваного кулачкового механізму, таблицю значень кінематичних і геометричних параметрів кулачкового механізму, графіки  $S = f(\varphi)$ ,  $\frac{dS}{d\varphi} = f(\varphi)$ ,  $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = f(\varphi)$ , обчислені масштаби

графіків, графік зміни кута тиску, циклограму руху штовхача і висновки по роботі.

### **3.6. Контрольні питання і завдання**

1. Назвіть основні різновиди кулачкових механізмів і області їх застосування.
2. Який профіль кулачка забезпечує сталість передатного відношення кулачкового механізму?
3. Який профіль кулачка забезпечує сталий кут тиску?
4. Назвіть способи зменшення тертя у кінематичних парах кулачкового механізму.
5. Чому обирають максимальне значення кутів тиску у кулачкових механізмах?
6. Назвіть основні елементи кулачкових механізмів.
7. Накресліть схему кулачкового механізму, який перетворює: поступальний рух в поступальний; обертальний рух в поступальний; обертальний рух в зворотно-обертальний.
8. Накресліть схему кулачкового механізму і покажіть на ній кут тиску.
9. Які основні переваги і недоліки кулачкових механізмів?
10. Накресліть схему центрального кулачкового механізму і кулачкового механізму з ексцентриситетом.

## 4. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

### 4.1. Мета роботи

Вивчення видів зубчастих передач і механізмів, а також вузлів перемикання швидкостей, набуття навичок складання кінематичних схем і визначення передатних відношень.

### 4.2. Загальні відомості

Основною кінематичною характеристикою зубчастої передачі є передатне відношення – величина, що є співвідношенням швидкостей ведучої і веденої ланок:

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \quad (1)$$

У зубчастому механізмі співвідношення швидкостей ланок в ступенях визначається кількістю зубців і тому для пари циліндричних зубчастих коліс можна записати рівняння (рис.1а,б):

$$i_{21} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} (-1)^K, \quad (2)$$

де  $K$  – характеристика зчеплення. Для зовнішнього зчеплення  $K = 1$ , для внутрішнього  $K = 0$ ; знак передатного відношення визначає напрямок обертання ведучого колеса, тобто взаємне положення векторів кутових швидкостей.

Вираз передатного відношення для ступенів з осями, що перетинаються і є мимобіжними, такий самий (2), але без знака. Так, для Конічних зубчастих передач

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \text{ при } \delta_1 + \delta_2 = \frac{\pi}{3}, \quad (3)$$

де  $\delta_1$  – кут ділильного конуса.

Для гвинтових і черв'ячних зубчастих механізмів (рис.1в)

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} \quad (4)$$

де  $\beta_1$  і  $\beta_2$  – кути нахилу зубців ведучого і веденого коліс;

$z_1$  – кількість зубців першого колеса;

$z_2$  – кількість зубців другого колеса.

Передатне відношення рядових зубчастих механізмів, складених із послідовно з'єднаних зубчастих коліс (рис.2а), дорівнюватиме:

$$i_{1H} = \frac{\omega_1 \omega_2 \omega_3 \dots \omega_{n-1}}{\omega_2 \omega_3 \dots \omega_n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{z_n}{z_1} \quad (5)$$

тобто проміжне зубчасте колесо не впливає на величину передатного відношення.

У ступінчастих зубчастих механізмах (рис.2б) на величину передатного відношення впливають усі колеса передачі:

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_n}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{n-1}} \quad (6)$$

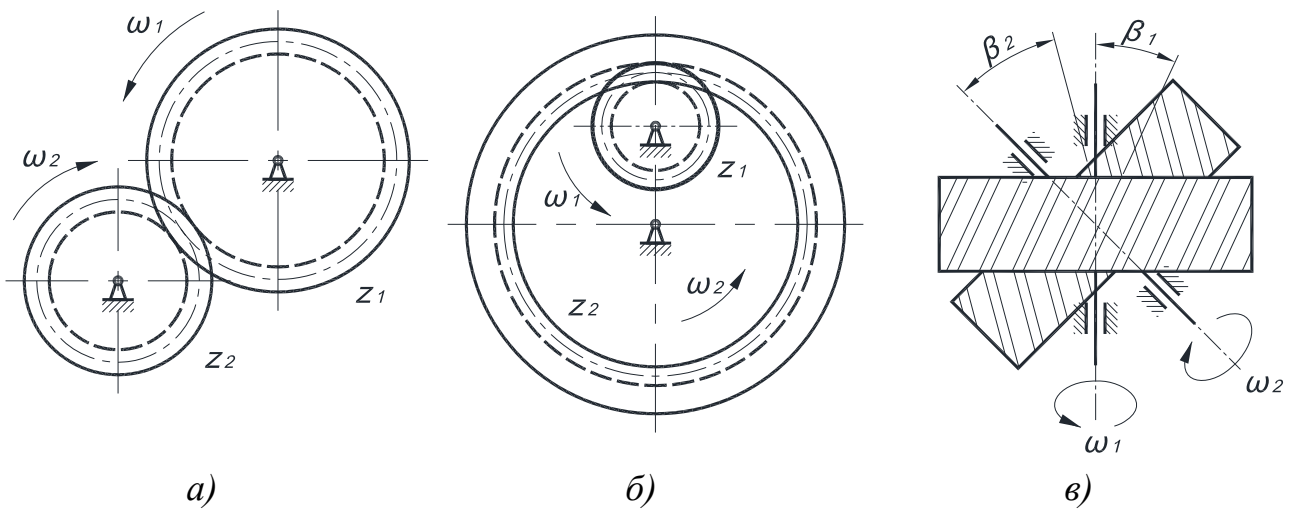
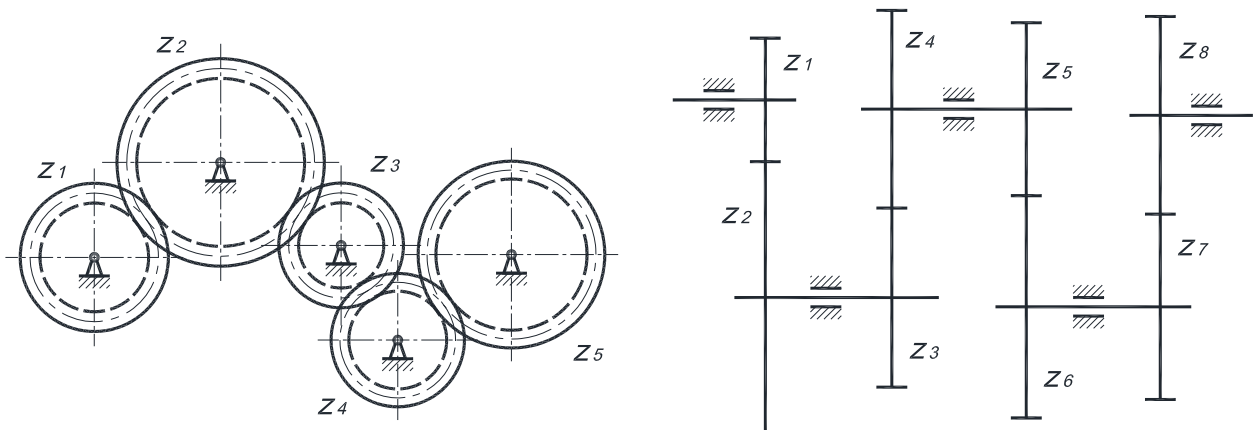


Рис.1



а)

б)

Рис.2

### 4.3. Опис лабораторної установки

Як лабораторні установки використані реальні конструкції зубчастих механізмів і коробок передач, моделі зубчастих передач і механізмів. Ці механізми представлені у такому вигляді, що можна бачити усі зубчасті колеса, підрахувати кількість їх зубців і провести необхідні вимірювання.

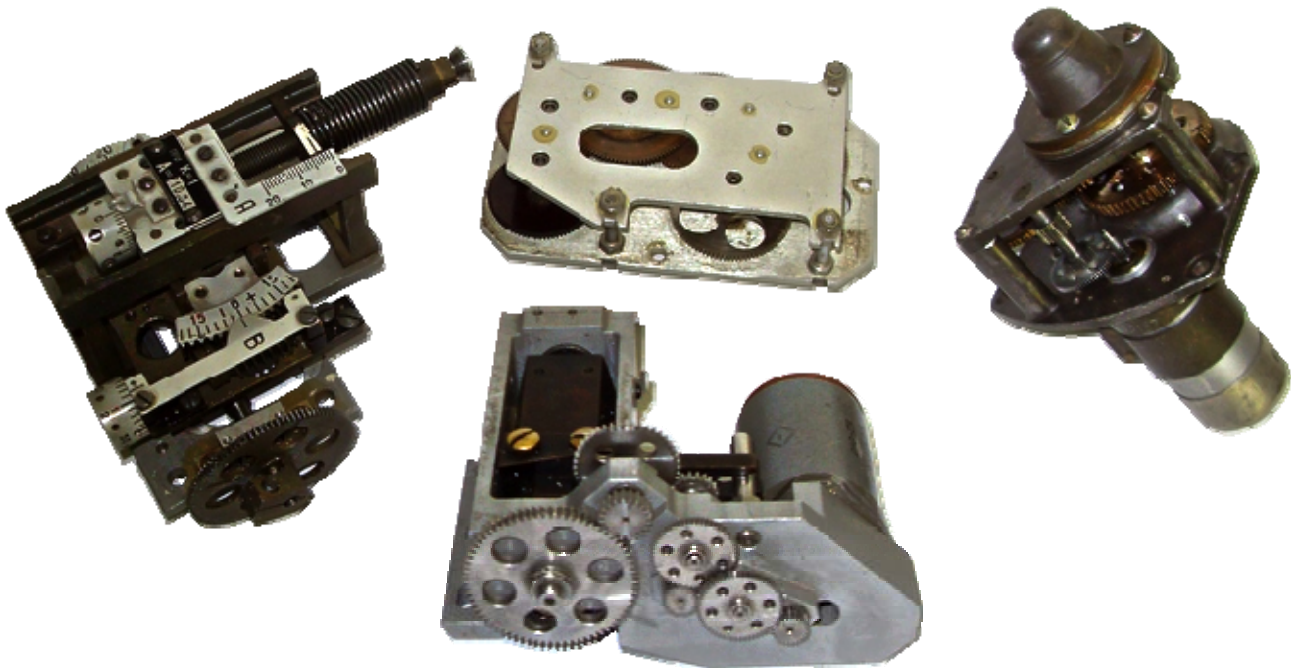


Рис.3. Лабораторні установки для дослідження

### 4.4. Порядок виконання роботи

Студенти здійснюють кінематичний аналіз складного багатоступінчастого зубчатого механізму.

Порядок виконання роботи :

1. Скласти кінематичну схему досліджуваного механізму, відмітити номери коліс і вказати ведучу і ведену ланки. При цьому колеса, які беруть участь у передачі руху, зобразити суцільними лініями, а колеса, які не беруть участь у передачі руху – пунктирними.
2. Визначити кількість ланок, кінематичних пар четвертого та п'ятого класів і ступенів вільності механізму.

3. Підрахувати кількість зубців коліс і обчислити передатне відношення від ведучої ланки до веденої, використовуючи для цього формули (1)-(6). Для цього обчислити передатне відношення кожної пари.
4. Провести експериментальну перевірку правильності знайденого передатного відношення.

#### **4.5. Зміст звіту**

У звіті слід навести схему досліджуваного зубчастого механізму, указати кількість зубців кожного колеса, обчислене значення загального передатного відношення, результати експериментальної перевірки знайденого передатного відношення.

#### **4.6. Контрольні питання і завдання**

1. Назвіть основні переваги і недоліки зубчастих передач.
2. З якою метою у зубчастих колесах використовують "паразитні" колеса?
3. Які зубчасті передачі використовують для передачі обертання між мимобіжними осями?
4. В яких випадках використання повідкових передач є більш технічно виправданим, ніж використання конічних зубчастих передач?
5. Дайте порівняльну характеристику прямо зубчастим і косо зубчастим циліндричним передачам.
6. Назвіть основні переваги і недоліки зубчастих передач з внутрішнім зачепленням.
7. Дайте визначення модуля зачеплення і напишіть формулу для його обчислення.
8. Сформулюйте основну теорему зачеплення.
9. Дайте визначення редуктора і мультиплікатора.
10. Які зубчасті механізми в залежності від розташування вхідних і вихідних осей ви знаєте?

## 5. ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС СПОСОБОМ ОГИНАННЯ

### 5.1. Мета роботи

Ознайомлення з особливостями виготовлення зубчастих коліс способом огинання.

### 5.2. Загальні відомості

При використанні способу огинання для виготовлення зубчастих коліс інструментами є гребінки, черв'ячні фрези, довбали. Гребінки і черв'ячні фрези використовують для нарізки коліс із зовнішніми зубцями. Довбалами можна також нарізати колеса з внутрішнім зачепленням. Нарізка гребінкою виконується при її зворотно-поступальному русі у напрямку, паралельному осі колеса, яке нарізується.

Нарізку зубців виконуємо методом огинання, тобто кочення ділильного кола колеса, що нарізується, по ділильній прямій рейки. У цьому випадку одержують нульове зміщення. При нарізці зубців методом огинання, обертання оправки з нарізуваним колесом і фрези кінематично пов'язані так, що вони ніби знаходяться у зачепленні у рейковій або черв'ячній передачі. Зв'язок між кутовою швидкістю  $\omega_K$  оправки зуборізного верстата і швидкості  $v_n$  точок ріжучої кромки фрези можна знайти за умови, що

$$v_n \cdot \cos \alpha = r_B \omega_K,$$

яке визначається основною теоремою зчеплення. Звідси отримуємо:

$$r_B = v_n \cdot \frac{\cos \alpha}{\omega_K},$$

де  $v_n$  – швидкість переміщення ріжучої кромки інструмента вздовж осі;

$r_B, \omega_K$  – колові швидкості точок основного кола нарізуваного колеса.

Якщо, зберігаючи відносне переміщення нарізуваного колеса і рейки, умовно зупинити обертання колеса, тобто надати колесу і рейці кутової швидкості –  $\omega_K$ , то в цьому випадку рейка буде перекочуватися по колесу. Цей метод називається методом огинання.



В евольвентній зубчастій передачі зовнішнього зачеплення контакт може відбуватися тільки у межах лінії зачеплення. У реальній передачі входження зубців у зачеплення за межами лінії зачеплення приводить до так званої інтерференції (перекриття) зубців. Через те, що у дійсності таке перекриття зубців неможливе, у передачі відбувається заклинювання зубців. Інтерференція при навантаженні коліс методом огинання фрезою, гребінкою або довбалом є причиною підрізки ніжки зубця та скорочення профілю зубця. Одною з найбільш характерних причин появи інтерференції є зменшення кількості зубців малого колеса нижче граничного значення  $Z_{min}$ .

### 5.3. Опис лабораторної установки

Процес виготовлення зубчастого колеса можна побачити на прикладі установки, яку показано на рис.1.

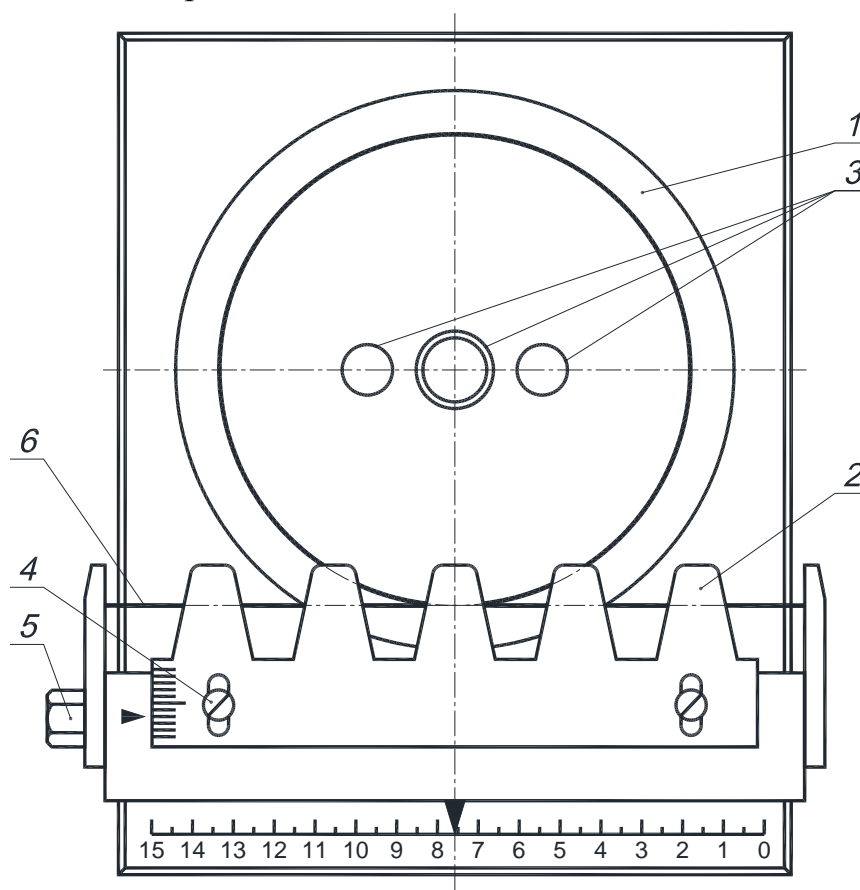


Рис.1. Принципова схема механізму

На цій установці диск 1 імітує заготовку, рейка 2 – вихідний виробляючий контур різального інструмента. У процесі руху рейка 2 огинає диск 1. При переміщенні  $\Delta x$  рейки диск повертається на кут  $\Delta \varphi = \frac{\Delta x}{r}$ . При послідовному обведенні зубців рейки олівцем можна отримати на диску профіль

зубців, які моделюють у масштабі 1:1 зубці коліс, які виготовляються на верстаті.

Рейку 2 можна зміщувати відносно диска 1 в радіальному напрямку. Положення рейки фіксується за допомогою лінійної шкали. Профілі зубців, які одержані за різних зміщень  $mx$ , дають можливість оцінити вплив зміщення на форму зубців.

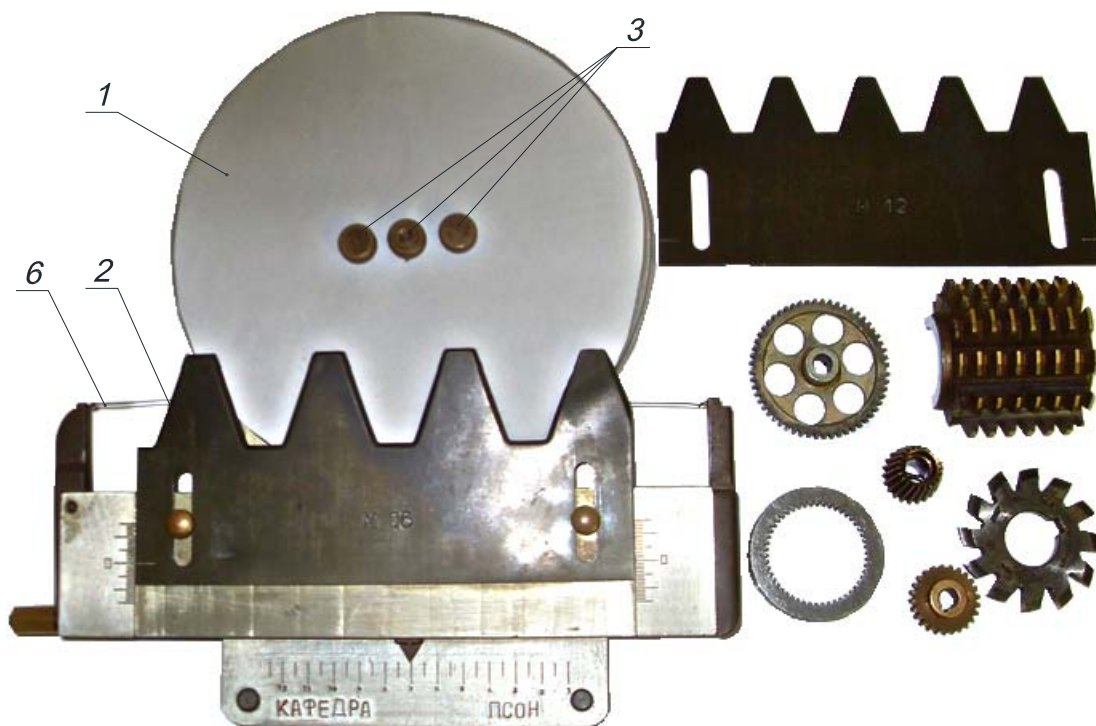


Рис.2. Лабораторна установка для дослідження

## 5.4. Порядок виконання роботи

1. Взяти паперовий круг-заготовку відповідно до діаметра, який вказаний на диску 1. Розділити паперовий круг на квадранти і провести ділильне коло, діаметр якого вказано на рейці 2. Встановити паперовий круг на диск 1 і закріпити гвинтами 3 (див. рис.1).
2. Ослабити гвинти 4. Поставити рейку 2 у нульове положення, тобто  $mx = 0$ . При цьому риска на рейці повинна збігатися з нульовою рисою на шкалі, а ділильна пряма рейки – торкатися ділильного кола. Перевести рейку вправо до упору. Гвинтом 5 послабити натяг дроту 6 і повернути диск 1 у положення, зручне для обведення олівцем профілів в одному із квадрантів. Гвинт 5 повернути у вихідне положення. Переміщуючи рейку на кожен поділку горизонтальної шкали і обводячи олівцем профілі зубців рейки, отримати два-три профілі зубців колеса.

3. Встановити рейку з додатним зміщенням  $mx = 3 \dots 4$  мм і обвести олівцем профілі зубців.
4. Встановити рейку з від'ємним зміщенням  $mx = -3 \dots -4$  мм і обвести олівцем профілі зубців.
5. Обчислити розміри зубчастих коліс за формулами:  
кількість зубців колеса:

$$z = \frac{d}{m};$$

діаметр основного колеса:

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (\alpha = 20^\circ);$$

діаметр кола западин:

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m, \quad (h_a^* = 1, c^* = 0,25)$$

діаметр кола вершин:

$$d_a = d + 2(h_a^* + x)m;$$

шаг зачеплення:

$$p = \pi m;$$

нормальна ділильна товщина зубця:

$$S_n = \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) m.$$

6. Нанести на паперовий диск кола: основне, западин і вершин.
7. Виміряти ділильну товщину зубця і порівняти одержане значення з розрахунковим.
8. Виміряти товщину зубця по колу вершин і порівняти з розрахунковим значенням.

## 5.5. Зміст звіту

У звіті повинні бути подані диски з одержаними на них профілями зубців для нульового, додаткового і від'ємного зміщень рейки (для кожного модуля), результати перевірки збігу експериментальних і обчислених параметрів, а також висновки по роботі.

## 5.6. Контрольні питання і завдання

1. Як розташована ділительна пряма рейки відносно ділительного кола при  $mx = 0$ .
2. Як визначити коефіцієнт зміщення рейки, при якому з'являється підрізка зубця?
3. Які параметри зубчастого колеса залежать від зміщення рейки? Які не залежать?
4. Як впливає коефіцієнт перекриття на плавність роботи зубчастої передачі?
5. Як змінюється ділительна товщина зубця і товщина по колу вершин при збільшенні коефіцієнта зміщення?
6. Що таке коефіцієнт перекриття? Який його фізичний зміст?
7. Які види кроку зубчастого колеса ви знаєте?
8. Що таке коригування зубців? З якою метою його виконують?

## 6. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

### 6.1. Мета роботи

Метою роботи є ознайомлення з конструктивними різновидами кривошипно-шатунного механізму, а також теоретичне і експериментальне вивчення кінематики цього механізму.

### 6.2. Загальні відомості

Кривошипно-шатунні механізми широко застосовуються в приладах для перетворення безперервного обертального руху однієї ланки в зворотно – поступальний рух іншої і навпаки.

Кривошипно-шатунний механізм, в якому вісь шарніра шатуна, з'єднаного з повзуном, переміщується по прямій, яка проходить через вісь обертання кривошипа, називається простим або аксіальним механізмом (рис.1).

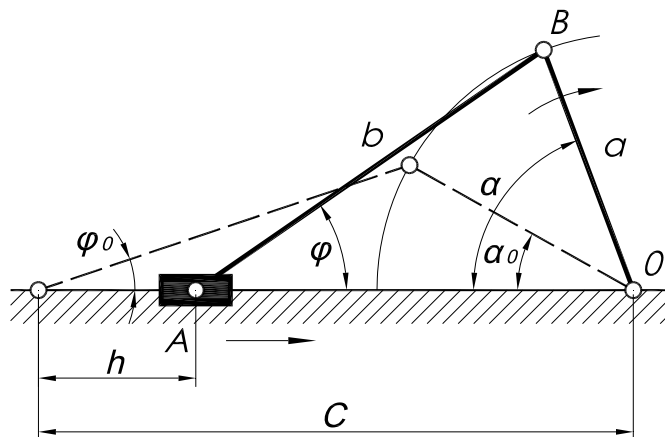


Рис.1. Кінематична схема аксіального механізму

Якщо повзун переміщується по прямій, яка не проходить через вісь обертання кривошипа, то такий кривошипно-шатунний механізм називається дезаксіальним (рис.2).

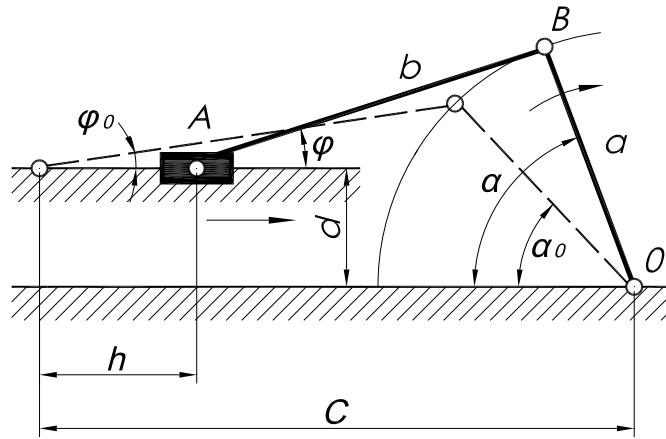


Рис.2. Кінематична схема дезаксіального механізму

Знайдемо залежності між положенням повзуна А і положенням кривошипа ОВ. Для цього спроекуємо елементи механізму на вертикальну і горизонтальну осі. При цьому будемо мати

$$a \sin \alpha - b \sin \varphi = 0; \quad (1)$$

$$a \cos \alpha + b \cos \varphi + h = L, \quad (2)$$

де  $a$  – довжина кривошипа;

$b$  – довжина шатуна;

$h$  – переміщення повзуна при обертанні кривошипа на кут  $(\alpha - \alpha_0)$ .

З рівняння (1) маємо

$$\sin \varphi = \frac{a}{b} \sin \alpha.$$

Отже,

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha}.$$

Підставляючи значення  $\cos \varphi$  в рівняння (2), отримаємо

$$a \cos \alpha + b \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha} + h - L = 0. \quad (3)$$

При  $h = 0$  відстань  $L$  в початковому положенні можна представити через початкові кути  $\alpha_0$  і  $\varphi_0$  рівнянням

$$L = a \cos \alpha_0 + b \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha_0}. \quad (4)$$

Віднімаючи від рівняння (4) рівняння (3), отримаємо значення ходу повзуна

$$h = a(\cos \alpha_0 - \cos \alpha) + b \left( \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha_0} - \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha} \right). \quad (5)$$

Диференціюючи рівняння (5), отримаємо залежність швидкості повзуна від швидкості кривошипа

$$\frac{dh}{dt} = a \frac{d\alpha}{dt} \left( \sin \alpha + \frac{a \sin 2\alpha}{2b \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha}} \right). \quad (6)$$

Позначаючи

$$\frac{dh}{dt} = v_A$$

і

$$a \frac{d\alpha}{dt} = v_B,$$

отримаємо

$$i = \frac{v_A}{v_B} = \sin \alpha + \frac{a \sin 2\alpha}{2b \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2 \alpha}}. \quad (7)$$

Якщо прийняти, що

$$b \geq 3a,$$

то рівняння (7) спрощується

$$i = \sin \alpha + \frac{a}{2b} \sin 2\alpha. \quad (8)$$

Як видно з формул (7) і (8), передатне відношення є змінна величиною і залежить від кута  $\alpha$ .

Знайдемо вираз передатного відношення для дезаксіального кривошипно-шатунного механізму (рис.2).

Внаслідок зміщення повзуна на величину дезаксіалу  $d$  даний механізм забезпечує більший хід повзуна в порівнянні з механізмом, який розглянуто вище (при однакових розмірах).

При тих же позначеннях, що і для попереднього механізму, проводячи аналогічні міркування, можна отримати наступні вирази для переміщення повзуна і передатного відношення дезаксіального кривошипно-шатунного механізму:

$$h = a(\cos \alpha_0 - \cos \alpha) + b \left( \sqrt{1 - \left( \frac{a \sin \alpha_0 - d}{b} \right)^2} - \sqrt{1 - \left( \frac{a \sin \alpha - d}{b} \right)^2} \right), \quad (9)$$

$$i = \frac{v_A}{v_B} = \sin \alpha + \frac{a(\sin 2\alpha - 2d \cos \alpha)}{2b \sqrt{1 - \left( \frac{a \sin \alpha - d}{b} \right)^2}}. \quad (10)$$

При

$$b \geq 3a$$

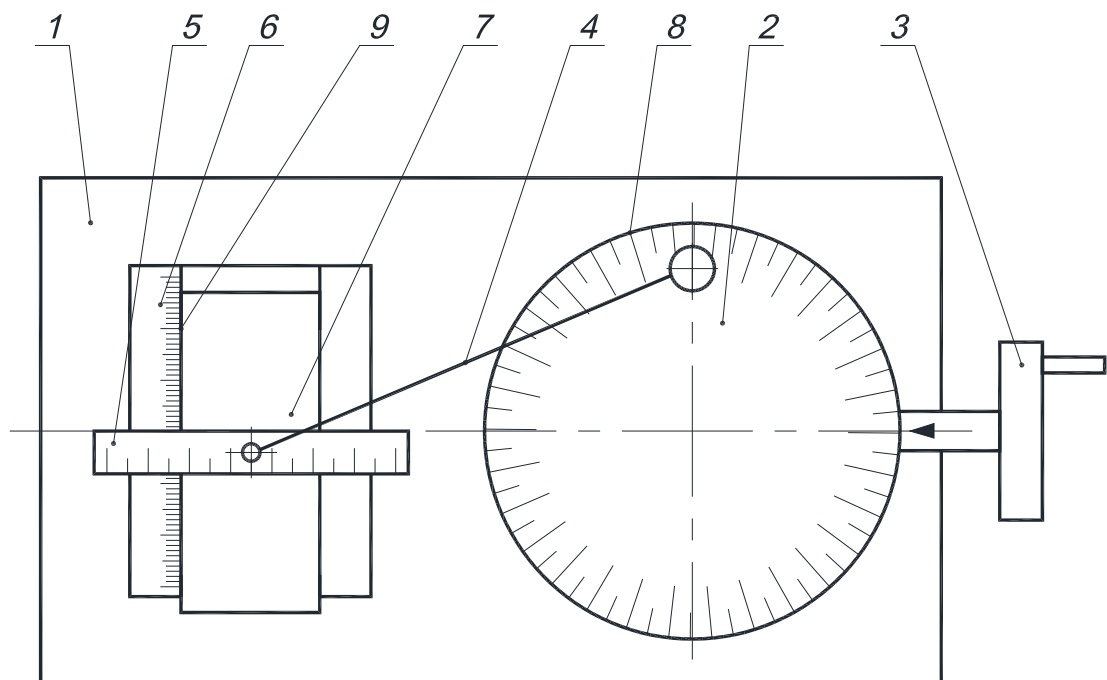
вираз (10) спрощується

$$i = \sin \alpha + \frac{a \sin 2\alpha}{2b} - \frac{b}{d} \cos \alpha. \quad (11)$$

Передатне відношення дезаксіального кривошипного механізму змінюється більш різко, ніж передатне відношення звичайного кривошипно-шатунного механізму. Це дає можливість використовувати такий механізм у випадках необхідності вирівнювання шкал при малих переміщеннях чутливого елемента приладу.

### 6.3. Опис лабораторної установки

Лабораторна установка для кінематичного дослідження кривошипно-шатунного механізму (рис.3) складається з основи 1, на якій закріплено кривошип 2 у вигляді диску.

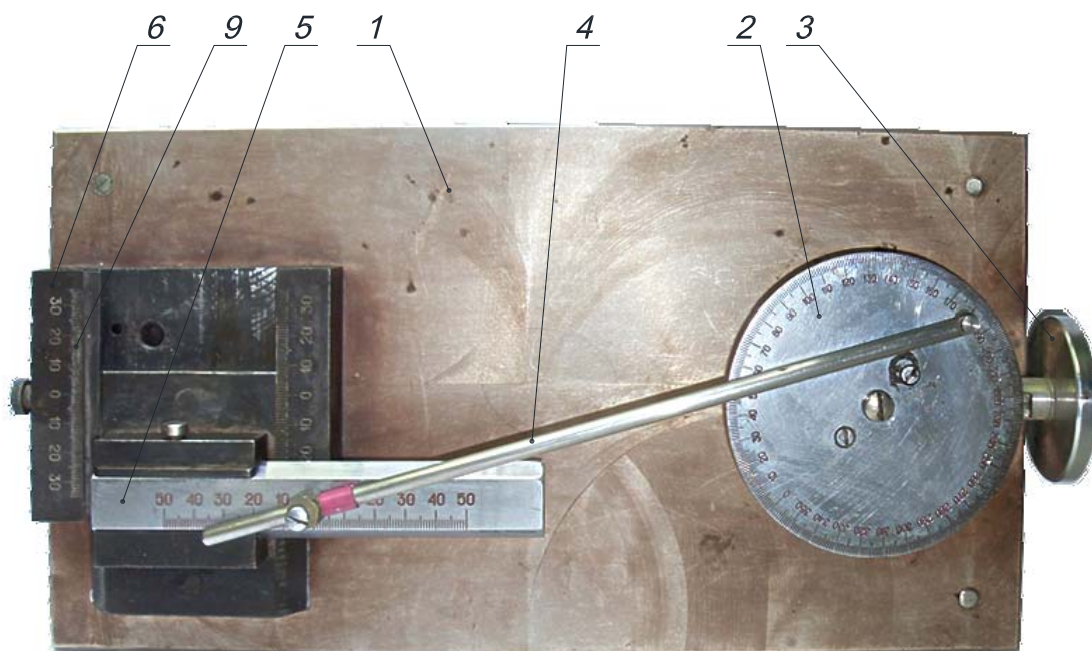




*Рис.3. Принципова схема механізму*

На диску нанесена шкала для вимірювання кутового переміщення кривошипу 8. Обертання кривошипу здійснюється за допомогою маховика 3. Шатун 4 разом з повзуном 5 також є рухомими елементами механізму. Переміщення повзуна відносно основи здійснюється в подовжніх призматичних направляючих (типу ластівчин хвіст) 7 і вимірюється по рухомій шкалі, нанесеній на повзуні.

Зміна дезаксіалу здійснюється переміщенням повзуна в поперечних направляючих 6. Величина дезаксіалу вимірюється по шкалі 9, нанесеній на цих направляючих.



*Рис.4. Лабораторна установка для дослідження*

## **6.4. Порядок виконання роботи**

1. Ознайомитися з конструкцією лабораторної установки та підготувати її до проведення досліджень. По шкалі 9 установити нульову величину дезаксіалу і побудувати залежність переміщення повзуна 5 (вісь ординат) від кутового переміщення кривошипу 2 для повного обороту останнього. Заміри проводити через кожні 30°. Масштаб графіків вибрати такий, щоб величина максимальної ординати на графіках була не менше 50мм, а величина абсциси – не менше 120мм.
2. Побудувати аналогічні графіки для значень дезаксіалу 10, 20, 30, 40мм.
3. Для першого досліду (величина дезаксіалу дорівнює нулю) побудувати графіки швидкостей і прискорень повзуна. Для побудови цих залежностей

вважати, що кривошип обертається з швидкістю  $n=10$  об/хв. Застосувати методику, викладену в [2].

Для перевірки правильності отриманих результатів при виконанні графічного диференціювання керуватись такими закономірностями:

- а) екстремальним значенням ординат інтегральної кривої відповідають нульові значення ординат диференціальної кривої;
- б) точки перегину інтегральної кривої відповідають екстремальним значенням ординат диференціальної кривої;
- в) на ділянках інтегральної кривої, на яких збільшується значення функції, ордината диференціальної кривої позитивна, а на ділянках, де функція зменшується, - негативна.

Визначити масштаби швидкостей і прискорень.

4. За формулами (5) і (9) побудувати аналогічні залежності на ЕОМ. Порівняти отримані результати з результатами експериментальних досліджень.

## **6.5. Зміст звіту**

У звіті повинні бути наведені таблиці отриманих експериментальних залежностей та побудовані відповідні графіки, а також результати перевірки збігу експериментальних та розрахункових даних та висновки по роботі.

## **6.6. Контрольні питання і завдання**

1. Для чого використовують кривошипно-шатунні механізми в приладах?
2. За якими формулами визначаються масштаби швидкостей та прискорень?
3. Якими ще механізмами можна перетворити обертальний рух в поступальний?
4. Як здійснюється регулювання кривошипно-шатунного механізму?
5. Що таке функція положення механізму?
6. Для чого використовують кривошипно-шатунні механізми з дезаксіалом?
7. Який кривошипно-шатунний механізм називається дезаксіальним?
8. Що таке аксіальний кривошипно-шатунний механізм?
9. Від яких параметрів залежить передатне відношення дезаксіального кривошипно-шатунного механізму?
10. В чому відмінність зміни передатного відношення дезаксіального кривошипно-шатунного механізму в порівнянні з аксіальним?
11. Намалюйте ескіз аксіального і дезаксіального кривошипно-шатунного механізмів.
12. Які методи кінематичного аналізу механізмів ви знаєте?

13. Дайте визначення понять “коефіцієнт нерівномірності середньої швидкості” і “хід механізму”. Як визначити їх значення?

## 7. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛАНЕТАРНИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

### 7.1. Мета роботи

Ознайомлення з структурою планетарних механізмів, методами їх кінематичного аналізу і порівняння отриманих розрахункових величин з експериментальними даними.

### 7.2. Загальні відомості

Планетарними називаються зубчасті механізми, в яких геометрична вісь хоча б одного колеса рухома. Їх ще називають епіциклічними.

Ступінь рухомості планетарних механізмів визначається за формулою Чебишева

$$w = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де

$n$  – число рухомих ланок механізму;

$p_4, p_5$  – число кінематичних пар четвертого і п'ятого класів.

На рис.1 показані схеми найбільш розповсюджених планетарних механізмів.

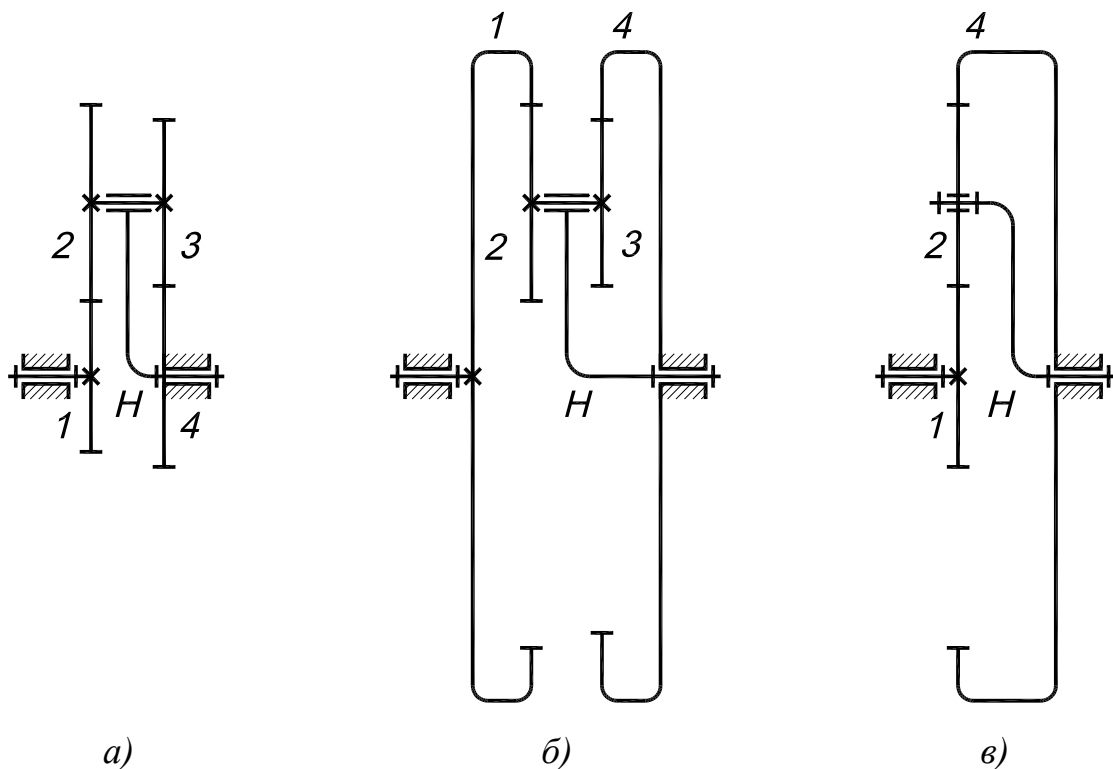


Рис.1

Рух від ведучого валу до веденого передається в них через систему зубчастих коліс, із яких одне є нерухомим, а інше закріплено на вхідному або вихідному валу.

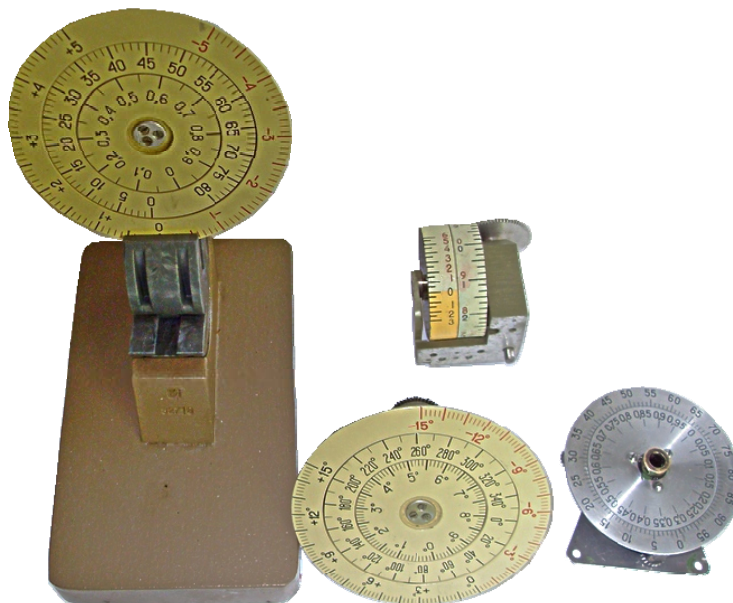


Рис.2

Вали одного або двох коліс, які називаються планетарними, розміщені в підшипнику водила ( $H$ ). При обертанні водила планетарні колеса, обертаючись разом з ним, перекочуються по нерухомому колесу и одночасно обертаються навколо своєї осі. Ведучою ланкою у них може бути як колесо, яке називається центральним, так і водило.

Визначимо передатне відношення

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$$

найбільш розповсюджених схем елементарних планетарних механізмів з циліндричними колесами.

Для механізму Джемса (рис.1в), в якому ведучим є центральне колесо  $z_1$ , веденим – водило  $H$ , а центральне колесо  $z_4$  нерухоме, застосуємо метод оберненого руху: уявно надамо всім ланкам додаткового обертання з кутовою швидкістю  $(-\omega_H)$ . В результаті механізм перетворюється в звичайний зубчастий, водило стає нерухомою віссю проміжного колеса  $z_2$ , а центральне колесо  $z_1$  обертається з кутовою швидкістю  $\omega_1 - \omega_H$ , а друге центральне колесо, яке до обертання було нерухомим, – з кутовою швидкістю  $-\omega_H$ . Передатне відношення отриманого оберненого механізму

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_4^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1H},$$

звідки

$$i_{1H} = 1 - i_{14}^H.$$

або, якщо ведучим зробити водило, а веденим – центральне колесо  $z_1$ , то

$$i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = \frac{1}{1 - i_{14}^H},$$

де верхні індекси  $H$  і  $4$  означають нерухому ланку; перша цифра нижнього індексу – ведуча ланка, а друга – ведена.

Передатне відношення оберненого механізму з проміжним колесом

$$i_{14}^H = (-1)^1 \frac{z_4}{z_1} = -\frac{z_4}{z_1},$$

у зв'язку з чим шукане передатне відношення цього механізму

$$i_{1H} = 1 - i_{14}^H = 1 - \left(-\frac{z_4}{z_1}\right) = 1 + \frac{z_4}{z_1}.$$

Аналогічно, якщо закріпленим є колесо  $z_1$ , а ведучим – колесо  $z_4$ , то

$$i_{4H} = 1 - i_{41}^H = 1 + \frac{z_1}{z_4}.$$

При підрахунках  $i_{14}^H$  необхідно слідкувати за його знаком; помилка при визначенні знаку може привести до невірному результату.

Аналогічно можна отримати передатні відношення і для інших схем. Для схеми, представленої на рис.1а, ця формула має вигляд

$$i_{H4}^I = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}}.$$

А для схеми рис.1б –

$$i_{H1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$$

При виборі чисел зубців коліс планетарного механізму, необхідно враховувати особливості його геометрії, передатне відношення, дотримуватись трьох умов – співвісності, зборки і сусідства.

Умова співвісності передбачає збіг геометричних осей центральних коліс передачі. Для схеми, показаної на рис.1а, ця умова обчислюється за схемою:

$$a_{12} = a_{42},$$

або при

$$m_1 = m_2 = m_4$$

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_2; \quad 2z_2 = z_4 - z_1,$$

де  $m$  – модуль зачеплення;

$a$  – міжцентрова відстань.

Умова зборки дає можливість рівномірно розташовувати декілька сателітів по колу центральних коліс:

$$z_1 + z_2 = k j_c,$$

де  $k$  – ціле число (число кратності);

$j_c$  – число сателітів.

Умова сусідства встановлює найбільшу кількість сателітних коліс при відсутності дотику вершин їх зубців:

$$(z_1 + z_2) \sin \psi > z_2 + 2,$$

де

$\psi = \frac{\pi}{j_c}$  – половина центрального кута між осями двох сусідніх сателітів

при рівномірному розташуванні останніх.

Вибір числа зубців коліс планетарної передачі який би задовольняв всім наведеним умовам, – складна задача. Для зручності її розв'язання можна з'єднати рівняння, які виражають передатні відношення, умови співвісності і зборки в одне загальне рівняння, яке для схеми (див. рис.1а) може бути представлене у вигляді

$$z_1:z_2:z_4:E = z_1(1:A:B:C);$$

де

$$A = 0.5(i_{1H}^4 - 2); \quad B = i_{1H}^4 - 1; \quad C = i_{1H}^4 j_C^{-1};$$

$E$  – довільне ціле число.

Для планетарного механізму, представленого на рис.1а загальне рівняння для підбору чисел зубців

$$z_1:z_2:z_3:z_4:E = z_1(1:A:B:C:D);$$

де

$$A = \frac{k - (i_{1H}^4 + 1)x}{n \cdot k}; \quad B = xA; \quad C = (i_{1H}^4 + 1)x;$$

$$D = \frac{2 + i_{1H}^4}{i_C} x; \quad K = \frac{m_1}{m_2}; \quad x = \frac{a_3}{a_2}; \quad y = \frac{a_3}{a_4}.$$

Так як  $k, x, y$  – числа позитивні, а

$$\frac{1}{1 + i_{1H}^4} < 1,$$

то буде мати місце нерівність

$$\frac{1}{1 + i_{1H}^4} < x < k.$$

Враховуючи цю нерівність, вибираємо  $x$ , а потім знаходимо  $y$ .

Підбір чисел зубців з урахуванням всіх названих умов доцільно виконувати за допомогою ЕОМ, що дозволяє врахувати ряд додаткових умов – мінімізація маси і габаритних розмірів, максимальне значення ККД механізму тощо.

### 7.3. Опис лабораторної установки

Об'єктом дослідження є набір планетарних механізмів, три з яких побудовані за схемою, приведеною на рис.1а, а один – за схемою, приведеною на рис.1в. Кожний з механізмів має дві шкали, одна з яких зв'язана з водилом, а інша – з центральним колесом.

Планетарні механізми встановлюються по черзі в спеціальний тримач, який дозволяє закріплювати з корпусом одне з центральних коліс або водило.



Тим самим є можливість виконати дослідження декількох варіантів роботи механізму.

Обертаючи рукоятку шкали відлікового пристрою на певний кут, фіксують відповідний кут повороту іншої шкали механізму. Результати вимірів заносять до таблиці.

## **7.4. Порядок виконання роботи**

1. Ознайомитись з конструкцією лабораторної установки і підготувати її до проведення досліджень. Для цього закріпити в пристосуванні для утримання механізму перший (однорядний) планетарний механізм. Закріпити його так, щоб нульова поділка зовнішньої шкали співпала з індексом на пристосуванні. Плавнo обертаючи рукоятку механізму, зробити 5-6 обертів останньої і зафіксувати кутове відхилення зовнішньої і внутрішньої шкал відносно нерухомого індексу. Дослід повторити, обертаючи рукоятку на 10-12 обертів. Результати записати до таблиці.
2. Зняти механізм, скласти його кінематичну схему, відмітити номери коліс, указати ведучу і ведену ланки. Визначити числа ланок і кінематичних пар четвертого і п'ятого класів і ступінь рухомості механізму.
3. Підрахувати кількість зубців кожного з коліс і обчислити передатне відношення від ведучої до веденої ланки.
4. Перевірити правильність знайденого передатного відношення розрахунковим шляхом.
5. Перевірити умови співвісності, складання та сусідства для цього механізму.
6. Замінити планетарний механізм на дворядний і повторити досліди згідно пунктів 2-5 для цього механізму.

## **7.5. Зміст звіту**

У звіті повинні бути наведені кінематичні схеми досліджуваних планетарних механізмів, таблиця експериментальних даних, наведені результати перевірки експериментальних та розрахункових даних обчислень передатних відношень, виконання умов складання механізмів, зроблені висновки по роботі.

## **7.6. Контрольні питання і завдання**

1. Що називається планетарною передачею?
2. В чому полягають особливості роботи планетарних передач?

3. Де застосовуються планетарні передачі?
4. Які переваги мають планетарні передачі в порівнянні з механізмами, що мають нерухомі геометричні осі коліс?
5. Які основні недоліки планетарних передач?
6. Намалюйте кінематичну схему механізму Джемса.
7. Намалюйте кінематичну схему дворядного планетарного механізму.
8. Поясніть вивід формули Вілліса на прикладі типових планетарних механізмів.
9. В чому полягає смисл перевірки планетарної передачі на виконання умови збігу осей?
10. В чому полягає смисл перевірки планетарної передачі на виконання умови сусідства?
11. В чому полягає смисл перевірки планетарної передачі на виконання умови складання?
12. Дайте визначення ланок типових планетарних механізмів.

## 8. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ПРИЛАДНОГО МЕХАНІЗМУ

### 8.1. Мета роботи

Експериментальне дослідження кінематичних властивостей комбінованого механізму, який складається з черв'ячної передачі, синусного механізму та конічного варіатора, набуття навичок складання кінематичних схем і визначення передатних відношень.

### 8.2. Загальні відомості

Механізм складається з послідовно з'єднаних черв'ячної і циліндричної зубчастих передач, синусного механізму і конічного варіатора.

**Черв'ячна передача** служить для передачі обертання між мимобіжними осями. В приладобудуванні найбільш широкого застосовуються передачі з кутом схрещення, рівним  $90^\circ$ . В черв'ячних передачах в більшості випадків ведучим є черв'як, а веденим – черв'ячне колесо, тобто має місце зменшення числа обертів.

Число витків черв'яка приймають  $n = 1 \dots 4$  в залежності від значення передатного відношення і необхідної точності передачі. Зі збільшенням  $n$  зменшується точність передачі (зростає число первинних похибок). В приладобудуванні в основному використовуються черв'яки з одним або двома заходами.

Передатне число черв'ячної передачі

$$i = \frac{n}{z}$$

де  $n$  – число заходів черв'яка;

$z$  – число зубців черв'ячного колеса.

Черв'ячні передачі мають малий коефіцієнт корисної дії ( $\eta = 0,5 \div 0,7$ ), але забезпечують отримання передачі з великими передатними відношеннями  $\left(\frac{1}{10} - \frac{1}{30}\right)$ .

По формі робочої поверхні витків розрізняють архімедові, евольвентні і конволютні черв'яки. В приладобудуванні знайшли застосування архімедові черв'яки (при  $m \geq 1\text{мм}$ ) і конволютні  $m < 1\text{мм}$ , які мають деякі технологічні

переваги перед архімедовими. В архімедових черв'яках витки в осьовому перерізі мають профіль рівнобічної трапеції з кутом у основи профілю  $\alpha = 20^\circ$ , а в нормальному – криволінійний.

В основі черв'ячної передачі лежать два початкові циліндри, які дотикаються один до одного в точці. Якщо черв'як і колесо нарізають методом огинання без зміщення ріжучого інструменту, то початкові циліндри є і ділильними. Числа зубців колеса в кінематичних передачах при  $n = 1$  приймають  $z = 17 \dots 18$ , а в силових  $z = 26 \dots 80$ .

Між зубцями колеса і витками черв'яка при роботі черв'ячної передачі виникає подвійне ковзання – по профілю зубця і гвинтовій лінії. Ковзання по гвинтовій лінії є наслідком різного напрямку колових швидкостей черв'яка і колеса. Ковзання профілів в напрямку лінії витка є небажаним фактором, який обумовлює великі втрати і збільшений знос робочих поверхонь. Усунути цей фактор неможливо, а зменшити його негативний прояв можна шляхом зменшення коефіцієнту тертя. Для цього колеса за звичай виконують з бронзи.

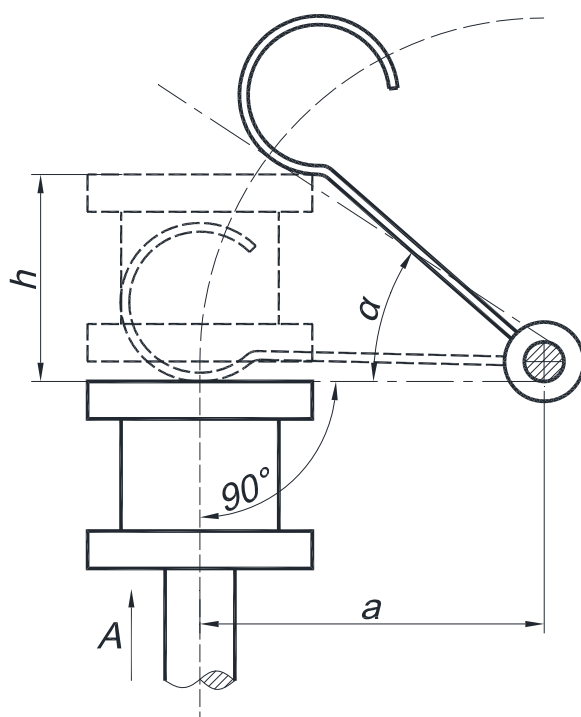


Рис.1. Синусний механізм

На рис.1 наведена схема **синусного механізму**. В синусному механізмі точка дотику стержня з муфтою під час руху муфти переміщується. На основі наведеної схеми можна записати переміщення  $h$  стержня

$$h = a \sin \alpha. \quad (1)$$

Значення швидкості переміщення визначимо диференціюванням рівняння (1)

$$\frac{dh}{dt} = a \frac{d\alpha}{dt} \cos \alpha. \quad (2)$$

З рівняння (1) маємо

$$\sin \alpha = \frac{h}{a}.$$

Отже

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \frac{h^2}{a^2}}.$$

Тоді рівняння (2) буде мати наступний вигляд

$$\frac{dh}{dt} = a \frac{d\alpha}{dt} \sqrt{1 - \frac{h^2}{a^2}}.$$

Позначаючи  $\frac{dh}{dt} = v_A$  і  $v = a \frac{d\alpha}{dt}$ , визначимо передатне відношення механізму:

$$i = \frac{v}{v_A} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{h^2}{a^2}}}. \quad (3)$$

З формули (3) випливає, що з збільшенням ходу  $h$  передатне відношення механізму збільшується. При збільшенні довжини стержня передатне відношення механізму зменшується.

Елементарні **фрикційні механізми** (передачі) відносно широке застосування знайшли в тихохідних, мало навантажених кінематичних ланках приладів з ручним приводом (механізми настроювання приладів, обчислювальні прилади та ін.). В швидкісних ланцюгах, які працюють з значними навантаженнями, вони не можуть конкурувати з зубчастими передачами ні по своїй надійності, ні по габаритам.

До основних переваг цих механізмів відносять: простота конструкції, плавність і безшумність роботи, проковзування при навантаженнях, які перевищують допустимі з ціллю запобігання поломки механізму, відсутність мертвого ходу.

До недоліків фрикційних передач відносять: великий тиск на вали і опори, проковзування при коливаннях навантаження, яке порушує сталість

передатного відношення, досить швидкий і нерівномірний знос деталей, великі габарити і маса при передачах великих крутячих моментів з малою швидкістю.

Фрикційні передачі мають ще досить цінну перевагу, – можливість безступеневого регулювання передатного відношення. Такі передачі, які забезпечені пристроєм для плавної зміни передатного відношення в заданому діапазоні, прийнято називати варіаторами.

Робота варіатора характеризується тим, що при сталій кутовій швидкості ведучого колеса кутова швидкість веденого плавно змінюється в границях від  $\omega_2^{\max}$  до  $\omega_2^{\min}$ , а відповідне передатне відношення – від

$$i_{12}^{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{\min}}$$

до

$$i_{12}^{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{\max}}$$

Відношення

$$D = \frac{\omega_2^{\max}}{\omega_2^{\min}} = \frac{i_{12}^{\max}}{i_{12}^{\min}}$$

називається діапазоном регулювання. Це – основна кінематична характеристика любого варіатора.

Можливі декілька схем безступеневого регулювання кутової швидкості:

- 1) радіус центроїди ведучого колеса залишається сталим  $r_1 = \text{const}$ , а радіус центроїди веденого колеса змінюється від  $r_{2\min}$  до  $r_{2\max}$  (рис.2а,б).

В цьому випадку

$$i_{12}^{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{\min}} = \frac{r_{2\max}}{r_1(1-\varepsilon)}$$

і

$$i_{12}^{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{\max}} = \frac{r_{2\min}}{r_1(1-\varepsilon)}$$

Тому

$$D = \frac{\omega_2^{\max}}{\omega_2^{\min}} = \frac{i_{12}^{\max}}{i_{12}^{\min}} = \frac{r_{2\max}}{r_{2\min}} \quad (4)$$

- 2) Зміна передатного відношення здійснюється одночасною зміною радіусів як ведучого колеса  $r_1$ , так і веденого  $r_2$ . В варіаторах даної схеми

$$i_{12}^{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{\min}} = \frac{r_{2\max}}{r_{1\min}(1-\varepsilon)}$$

$$i_{12}^{min} = \frac{\omega_1}{\omega_2^{max}} = \frac{r_{2min}}{r_{1max}(1-\epsilon)}$$

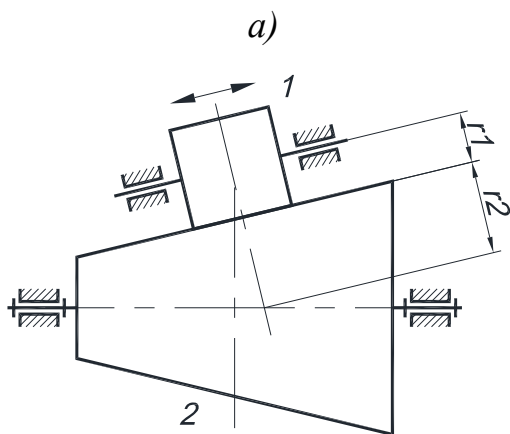
|

$$D = \frac{i_{12}^{max}}{i_{12}^{min}} = \frac{r_{2max}r_{1max}}{r_{1min}r_{2min}}$$

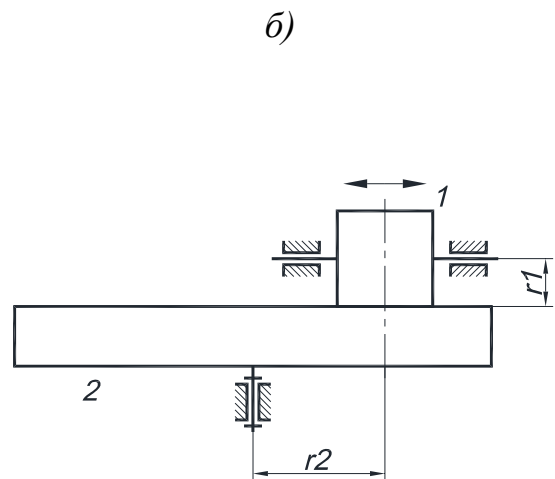
У випадку симетричного регулювання при  $r_{2min} = r_{1min}$  і  $r_{2max} = r_{1max}$  (рис.2д,е)

$$D = \frac{r_{2max}^2}{r_{1min}^2} = (i_{12}^{max})^2. \quad (5)$$

З порівняння формул (4), (5) видно, що найбільший діапазон регулювання досягається варіаторами другої схеми. Практично для перших двох схем (рис. 2а,б)  $D \leq 3$ , а для третьої і четвертої схеми (рис. 2в,г)  $D \leq 12$ .



в)



г)

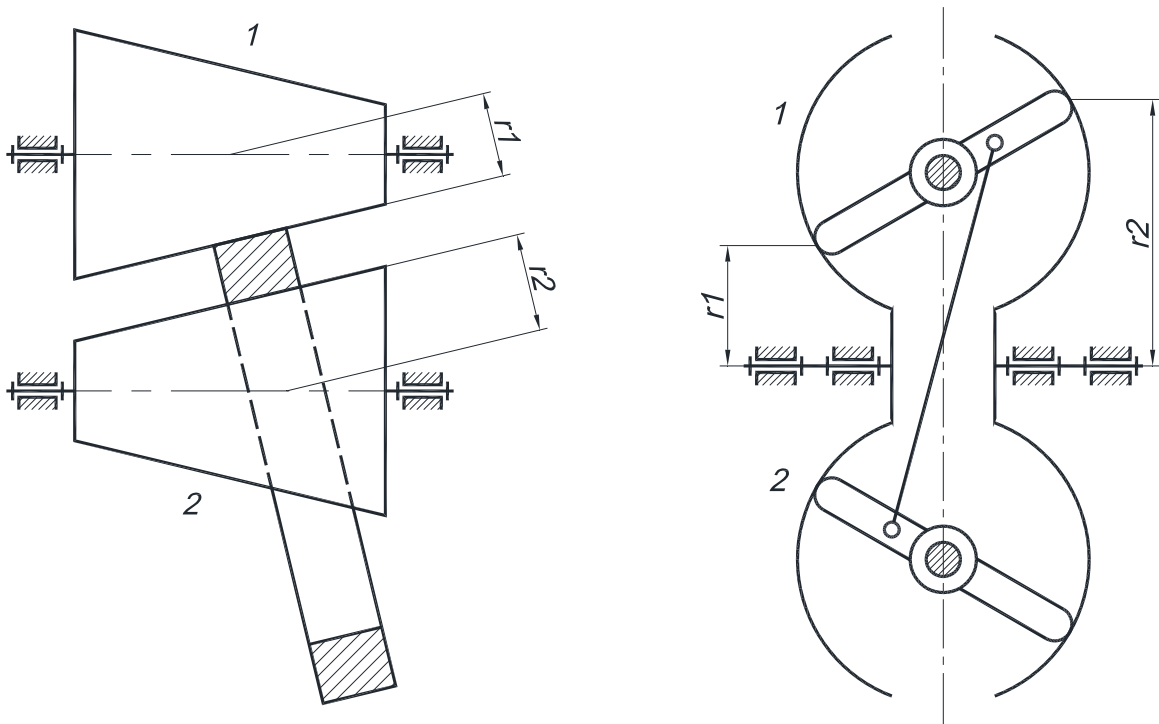


Рис.2. Схеми безступеневого регулювання кутової швидкості

### 8.3. Опис лабораторної установки

Об'єктом дослідження є приладний механізм (рис.3), який складається з послідовно з'єднаних черв'ячної передачі, синусного механізму і конічного варіатора.

На валу 1 черв'яка 2 закріплено шкалу 3, який можна обертати за допомогою маховика 4. Передача обертання на вісь 5 колеса 6 передається за допомогою черв'ячної передачі. На осі 5 черв'ячного колеса закріплена також циліндричне колесо – сектор 7, яке обертається навколо осі 8. Це колесо є елементом синусного механізму, який крім сектору 7, складається також з кривошипу 9 і направляючої планки 10, яка виконує зворотно-поступальний рух.



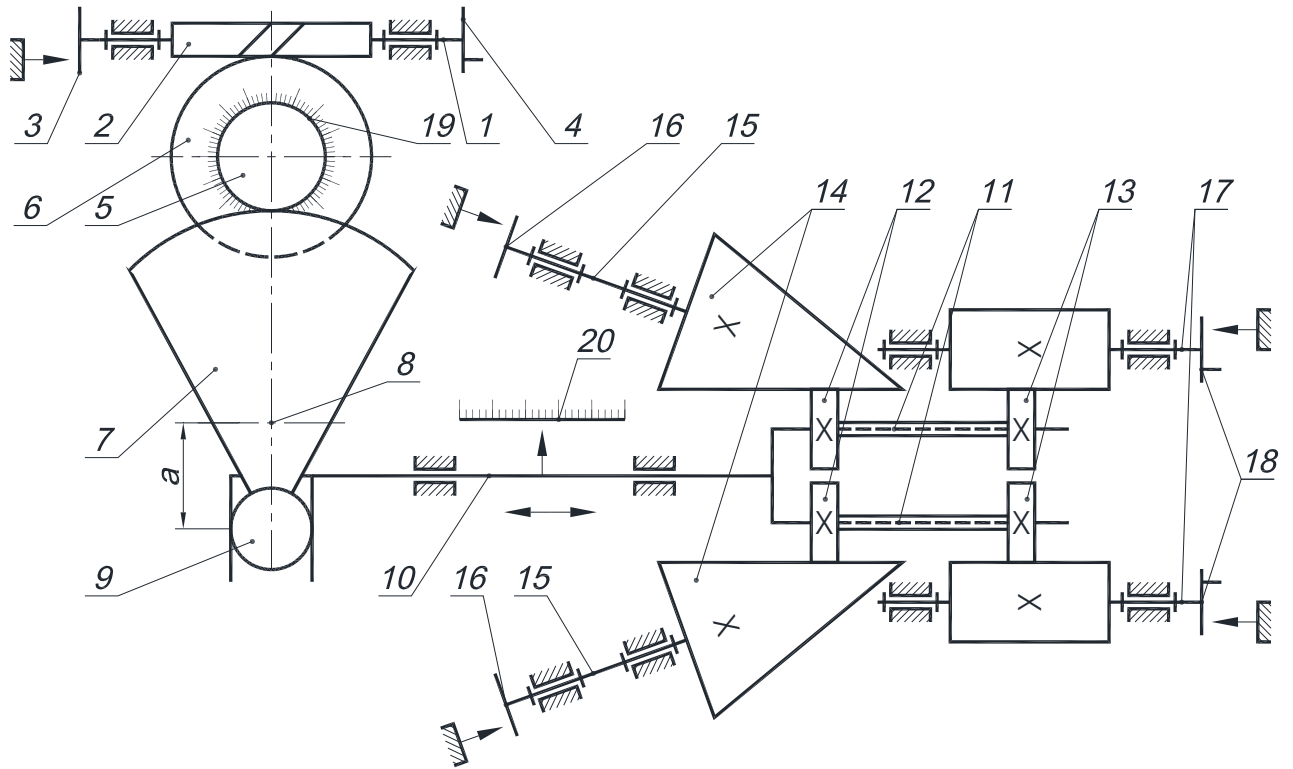


Рис.3. Кінематична схема механізму

На направляючій планці 10 закріплено дві осі 11, навколо яких обертаються фрикційні 12 і зубчасті колеса 13. Фрикційні колеса 12 переміщуються вздовж відтворюючих конусів 14, які обертаються навколо осей 15. Конуси 14 і фрикційні колеса 12 є елементами варіатора. Плавна зміна передатного відношення між осями 17 і 15 здійснюється переміщенням фрикційних коліс 12 вздовж відтворюючих конусів 14.

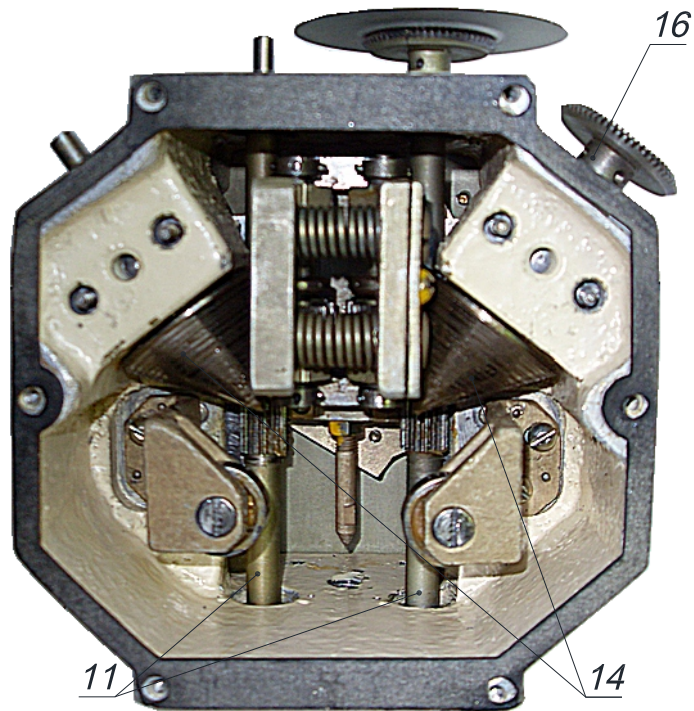


Рис.4. Лабораторна установка для дослідження

#### 8.4. Порядок виконання роботи

1. Встановити шкали 6 і 19 в нульові положення. За допомогою маховика 4 перемістити направляючу 10 так щоб фрикційні колеса 12 опинились в положенні, в якому робочий радіус конуса має мінімальне значення (нульова відмітка за шкалою 19).
2. Встановити шкали 18 і 16 відносно нерухомих індексів в нульові положення.
3. За допомогою маховика 18 повернути фрикційне колесо на один оберт (360°) за шкалою 17 і зафіксувати відповідний кут повороту конуса 14 за шкалою 16.
4. Змінюючи положення фрикційного колеса відносно конуса через кожні 10 мм так як це робиться в п.1, повторювати дослід до тих пір, поки фрикційне колесо 12 не буде з'єднуватися з максимальним робочим радіусом конуса. Заміри проводити згідно п.2, 3. При переміщенні фрикційних коліс кутове положення черв'яка 2 і черв'ячного колеса 6 фіксувати за шкалами 3 і 19.
5. Визначити кількість зубців черв'ячного колеса і кількість заходів черв'яка.
6. Аналогічні дослідження провести з механізмом, представленим на рис.2.

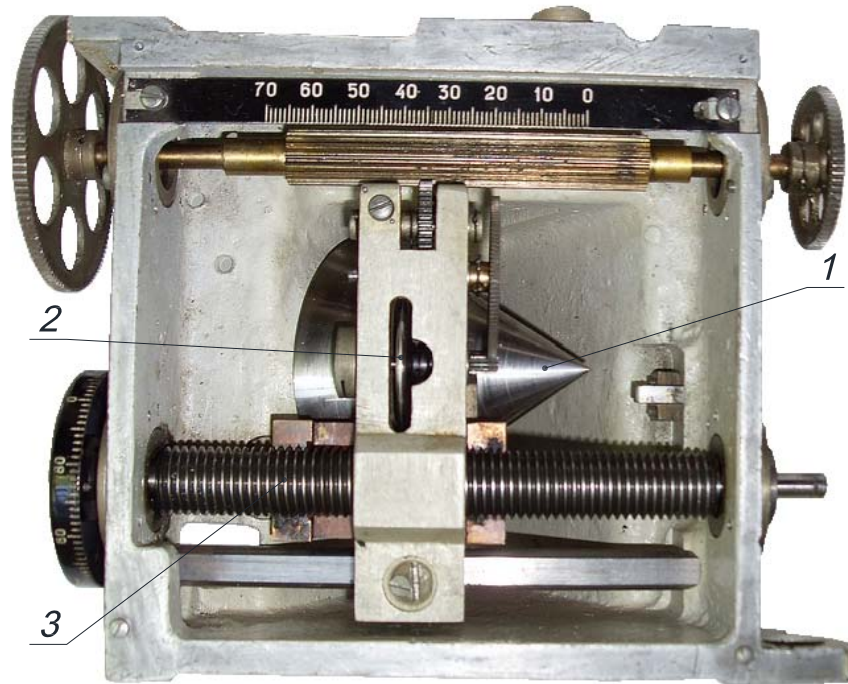


Рис.5

## 8.5. Зміст звіту

У звіті слід навести кінематичну схему досліджуваного приладного механізму, указавши кількість зубців кожного зубчатого колеса, робочі параметри конуса варіатора, обчислене значення передатного відношення варіатора і черв'ячної передачі, побудувати графік зміни передатного відношення варіатора, визначити діапазон регулювання  $D$ .

## 8.6. Контрольні питання і завдання

1. Назвіть основні переваги і недоліки фрикційних передач в порівнянні з зубчастими.
2. Поясніть принцип роботи і область використання варіаторів.
3. Намалюйте найбільш розповсюджені схеми варіаторів.
4. Що таке діапазон регулювання варіатора?
5. Накресліть ескізи схем варіаторів, які забезпечують найбільший діапазон регулювання.
6. Назвіть основні переваги і недоліки варіаторів в порівнянні з коробками передач.
7. Як класифікують фрикційні передачі: по типу контакту, по формі контактуючих поверхонь і по передаточному відношенню?
8. Як зменшується проковзування в фрикційних передачах?
9. Як діляться фрикційні передачі по характеру перетворення руху? Приклади.

10. Які вимоги пред'являються до матеріалів виготовлення робочих тіл варіаторів?

11. Накресліть схему будь – якого варіатора, укажіть основні його розміри та формулу для визначення його передатного відношення.

## 9. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАЛЬТІЙСЬКОГО МЕХАНІЗМУ

### 9.1. Мета роботи

Мета роботи – ознайомлення студентів з структурою мальтійського механізму, який служить для перетворення безперервного обертального руху однієї ланки в обертальний рух з періодичними зупинками іншої, теоретичне і експериментальне дослідження кінематики цього механізму.

### 9.2. Загальні відомості

Принципова схема мальтійського механізму з чотирма пазами ( $z = 4$ ) наведена на рис.1.

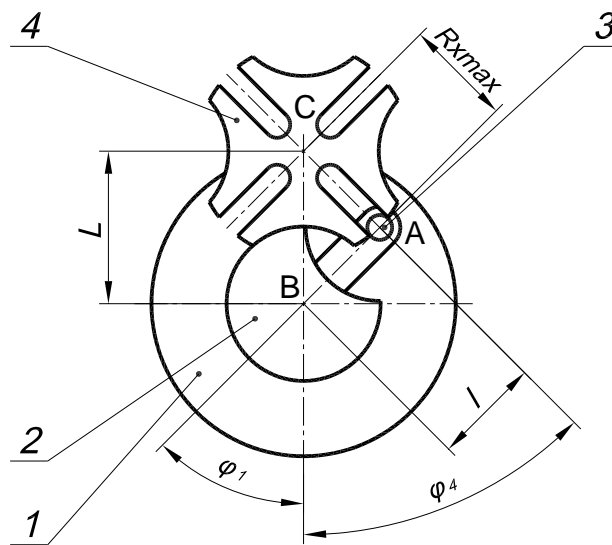


Рис.1. Принципова схема мальтійського механізму

Ведучою ланкою механізму є система коліс (диски 1 і 2) з закріпленим на більшому з них пальцем 3. При вході в паз мальтійського хреста 4 палець 3 починає обертати його.

Якщо час руху мальтійського хреста позначити через  $t_1$ , а час спокою – через  $t_0$ , тоді співвідношення часу руху і спокою буде

$$\frac{t_1}{t_0} = \frac{2\varphi_1}{360^\circ - 2\varphi_1}$$

При швидкості обертання диска  $l$ , рівної  $n$  об/хв, час одного оберту буде

$$t = \frac{1}{n} \text{ хв.}$$

Тоді

$$t_1 = \frac{1}{n} \cdot \frac{2\varphi_1}{360^\circ} \text{ хв,} \quad (1)$$

$$t_0 = \frac{1}{n} \cdot \frac{360^\circ - 2\varphi_1}{360^\circ} \text{ хв.} \quad (2)$$

З рис.1 маємо

$$\angle 2\varphi_1 = 180^\circ - \frac{360}{z},$$

де  $z$  – число симетрично розташованих пазів мальтійського хреста. Або

$$\angle 2\varphi_1 = \pi \left(1 - \frac{2}{z}\right), \text{ рад.} \quad (3)$$

Підставляючи значення кута  $\varphi_1$  в формулу (2), отримаємо

$$t_1 = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{z}\right)$$

і тоді

$$\frac{t_1}{t} = \frac{1}{2} + \frac{1}{z},$$

Виконуючи аналогічну підстановку в формулу (2) для моменту часу  $t_0$ , отримаємо

$$t_0 = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{z}\right), \quad \frac{t_0}{t} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z},$$

Таким чином,

$$\frac{t_0}{t} - \frac{t_1}{t} = \frac{2}{z} \quad \text{і} \quad t_0 - t_1 = \frac{2}{z} t,$$

тобто період спокою завжди довший за період руху на величину  $\frac{2}{z} t$ ,

причому

$z$  – ціле число (завжди більше двох).

На практиці частіше всього використовуються диски з числом пазів 4, 6, 8.

Параметри і конструкція мальтійських механізмів визначається в залежності від призначення, числа зупинок хреста за один оберт ведучого кривошипа, значення коефіцієнту часу руху і других факторів.

### 9.3. Опис лабораторної установки

Схема лабораторної установки наведена на рис.2. Перед виконанням досліду палець 4 механізму необхідно поставити в таке положення, при якому він починає входити в паз мальтійського хреста 3. Обертаючи маховичок 9, повертаємо ведучу ланку 5 на однакові частини кута  $\varphi_1$ , значення якого фіксуємо по шкалі 8. При цьому мальтійський хрест 3 і зв'язана з ним стрілка будуть повертатися на кути  $\varphi_4$ , які відмічають за шкалою 2. Кути заміряють до тих пір, поки палець знаходиться в зачепленні з пазом хреста. Результати досліду заносять в таблицю протоколу. По даним досліду будують графік  $\varphi_4 = f(\varphi_1)$  в вибраному масштабі.

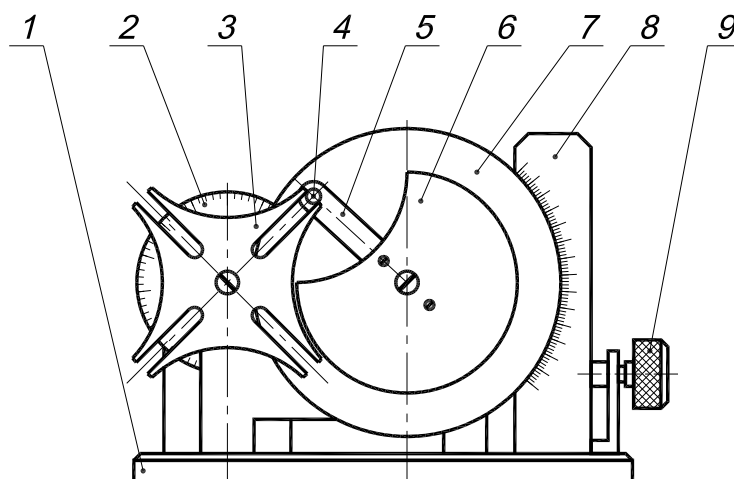


Рис.2. Принципова схема механізму

Двічі графічно диференціюємо графік  $\varphi_4 = f(\varphi_1)$  і будуємо графіки зміни аналогів кутової швидкості і кутового прискорення мальтійського хреста:

$$\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = f(\varphi_1); \quad \frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2} = f(\varphi_1).$$

Масштаби графіків визначаються за формулами

$$\mu_{\varphi_1} = \mu_{\varphi_4} = \frac{\pi \text{ рад}}{2m \text{ мм}}$$

$$\frac{\mu_{d\varphi_4}}{d\varphi_1} = \frac{H\mu_{\varphi_4}}{H\mu_{\varphi_1}}, \quad \mu_{\frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2}} = \frac{H\frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2}}{H\mu_{\varphi_1}}$$

де  $m$  – відрізок, який показує на графіку  $\varphi_4 = f(\varphi_1)$  кут  $\pi/2$ , мм;

$H$  – полюсна відстань, яка прийнята при графічному диференціюванні, мм.

Для побудови графіків рекомендується приймати  $m = 90$  мм і

$$H = 20 \div 25 \text{ мм.}$$

По графікам для довільного кута повороту ведучої ланки  $\varphi_1$  знаходимо величини аналогів кутової швидкості і кутового прискорення

$$\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} \mu_{\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1}}, \quad \frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2} \mu_{\frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2}}$$

Кутову швидкість ведучої ланки рекомендується приймати в межах  $1 \div 5$  1/с.

## 9.4. Порядок виконання роботи

1. Повернути ведучу ланку механізму на один оберт і переконатись у тому, що час руху мальтійського хреста  $t_1$  менший за час спокою.
2. Встановити прилад у положення, яке показано на рис.2. При цьому риска на диску 7 і стрілка шкали 2 для зручності повинні співпадати з нульовими відмітками шкал.
3. Повертаючи ручкою цевочне колесо на однакові частини кута  $\varphi_1$  (по  $10^\circ$ ), зафіксувати по шкалі 2 відповідні йому значення кута  $\varphi_4$ . Результати вимірів занести в таблицю.
4. За даним таблиці побудувати графік  $\varphi_4 = f(\varphi_1)$ . Кути  $\varphi_4$  і  $\varphi_1$  виразити в радіанах.
5. Двічі графічно диференціюйте графік  $\varphi_4 = f(\varphi_1)$  для отримання графіків  $\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = f(\varphi_1)$ ;

$$\frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2} = f(\varphi_1) \text{ і визначить необхідні масштаби.}$$

6. Заміряйте на приладі відстані  $R_{\text{max}}$ ,  $L$ ,  $l$  (рис.1), і побудуйте по цім розмірам еквівалентний кулісний механізм.
7. Для одного положення кулісного механізму (кут  $\varphi_1$  задається викладачем) побудувати плани швидкостей і прискорень.
8. По отриманим планам визначити кутову швидкість  $\omega_4$  і кутове прискорення  $\varepsilon_4$ .



## 9.5. Зміст звіту

В звіті повинна бути представлена схема мальтійського механізму, таблиця результатів замірів значень кутів  $\varphi_1$  і  $\varphi_4$ , графік  $\varphi_4 = f(\varphi_1)$ , а також, після графічного диференціювання, кінематичні діаграми

$$\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = f(\varphi_1); \quad \frac{d^2\varphi_4}{d\varphi_1^2} = f(\varphi_1),$$

побудована схема еквівалентного кулісного механізму

В звіті також повинні бути указані необхідні масштаби, визначені кутові швидкості і кутові прискорення мальтійського хреста і куліси, а також зроблені загальні висновки по роботі.

## 9.6. Контрольні запитання і завдання

1. Назвіть області використання мальтійських механізмів і їх переваги в порівнянні з іншими механізмами перервного руху.
2. Які ще механізми використовуються для перетворення безперервного обертального руху в рух з періодичними зупинками?
3. Які переваги і недоліки мають мальтійські механізми з внутрішнім зачепленням перед аналогічними механізмами з зовнішнім зачепленням?
4. Як забезпечується низький коефіцієнт тертя між пальцем і робочою поверхнею хреста?
5. Дайте визначення поняття “механізм з віщою кінематичною парою”. Які види механізмів подібного типу ви знаєте?
6. Поясніть принцип роботи мальтійського механізму.
7. З яких матеріалів виготовляють елементи мальтійського хреста?
8. Назвіть основні кінематичні параметри мальтійського механізму.
9. За якими параметрами перевіряють елементи мальтійського механізму на міцність?
10. Намалюйте ескіз кулісного механізму, еквівалентного даному мальтійському, і визначте його ступінь рухомості.
11. За якою формулою визначається масштаб аналога кутового прискорення мальтійського хреста?

## Список літератури

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. –640 с.
2. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов и др.; под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987.–496 с.
3. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников.– М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.
4. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов. – М.: Высш. шк., 1986.– 288 с.
5. Расчет и конструирование точных механизмов. Лабораторные работы. / В. Т.Середа, А. П. Костюк, Е. А. Вишневецкий и др.; под. ред. В. Т. Середы. – Киев – Донецк, изд. объединение “Вища школа”, 1978.– 248 с.