

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

# ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

## Лабораторний практикум

для студентів спеціальності  
272 «Авіаційний транспорт»

(прізвище, ім'я та по-батькові студента)

---

---

(факультет)

---

(група)

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

### ВИЗНАЧЕННЯ ЧИСЛА СТУПЕНІВ ВІЛЬНОСТІ ТА СТРУКТУРИ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

**МЕТА РОБОТИ:** Ознайомлення з класифікацією кінематичних пар просторових та плоских механізмів. Вивчення умовних зображень кінематичних пар та ланок плоских механізмів. Набуття практичних навичок креслення схем плоских механізмів. Дослідження характеру руху окремих ланок та визначення числа степенів вільності плоских механізмів. Засвоєння метода заміни вищих кінематичних пар нижчими і побудови структурних схем. Набуття практичних навичок визначення структури плоских механізмів з кінематичними парами 1-го і 2-го родів.

**Число степенів вільності** плоского механізму визначають за формулою

П. Л.Чебишева:

$$W = 3n - 2p_1 - 1 p_2.$$

Для прикладу визначимо степінь вільності плоского газорозподільного механізму двигуна вертольота (рис. 1.1).

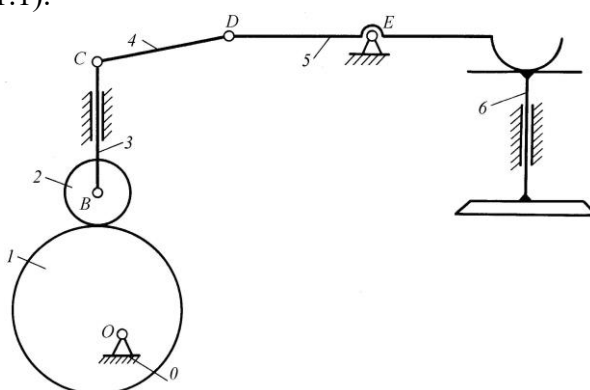


Рис. 1.1. Газорозподільний механізм двигуна вертольота

Задачу розв'язуємо у такій послідовності.

1. Нумеруємо всі рухомі ланки механізму і визначаємо їх загальну кількість. Цифрою 1 будемо позначати ту ланку, якій задають примусовий рух, а цифрою 0 – нерухому ланку. Як видно з рис. 1.1, механізм має всього 6 ланок, тобто  $n = 6$ .

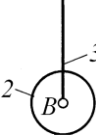


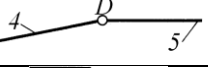
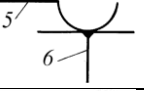

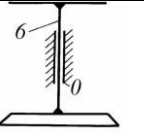
2. Визначаємо рід, вид та кількість кінематичних пар, які утворюють ланки механізму. Позначаємо літерами центри обертальних пар.

Ланки 7 і 0, 2 і 3, 3 і 4, 4 і 5, 5 і 0 утворюють пари 1-го роду (обертальні). Ланки 3 і 0, 6 і 0 – пари 1-го роду (поступальні). Ланки 1 і 2, 5 і 6 – пари 2-го роду (виду ОП). Отже, в механізмі число пар 1-го роду дорівнює 7, число пар 2-го роду дорівнює 2, тобто  $p_1 = 7, p_2 = 2$ .

3. Складаємо запис структури механізму. Цей запис робимо в стовпчик у тій же послідовності, у якій групи ланок нумерували. Отже, запис механізму матиме такий вигляд, поданий у табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Номери ланок / тип КП	Схематичне зображення КП	Рухомість (рід) / клас	Контакт між ланками КП	Позначення центру обертання
0 і 1 обертальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	O
1 і 2 ОП		2 / 4	По лінії (вища КП)	–

Номери ланок / назва	Схематичне зображення КП	Рухомість (рід) / клас	Контакт між ланками КП	Позначення центру обертання
2 і 3 обертальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	<i>B</i>
3 і 4 обертальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	<i>C</i>
3 і 0 поступальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	–
4 і 5 обертальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	<i>D</i>
5 і 6 ОП		2 / 4	По лінії (вища КП)	–
5 і 0 обертальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	<i>E</i>
6 і 0 поступальна		1 / 5	По поверхні (нижча КП)	–

4. Визначаємо степінь вільності механізму за формулою П. Л.Чебишева:

$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 2 = 2.$$

З одержаного результату видно, що всі ланки досліджуваного механізму будуть мати цілком визначені рухи в тому випадку, якщо примусові рухи будуть задані двом ланкам механізму. У той же час, уважно розглянувши схему і дослідивши роботу механізму, бачимо, що положення ланки *b* (клапана) цілком визначається положенням тільки ланки *l* (кулачка) – будь-якому положенню ланки *l* буде відповідати визначене положення ланки *b*. Отже, механізм працюватиме так, ніби він має один степінь вільності ( $W = 1$ ). Це зумовлено тим, що ролик (ланка 2) має круглу форму і його вісь обертання збігається з геометричною віссю. Тому обертання ролика не впливає на положення клапана і є зайвим ступенем вільності, а сам ролик є **пасивною** ланкою. У механізм ролик уведено для зменшення сил тертя і спрацювання ланок. Якби ролик був не круглим або при круглій формі вісь обертання не збігалася б із його геометричною віссю, то положення клапана *b* залежало б як від положення кулачка *l*, так і від положення ролика 2. У цьому разі для одержання цілком визначеного руху ланки *b* треба було б задавати примусовий рух двом ланкам (кулачка і ролика).

### Виконання лабораторної роботи

#### Завдання 1

- 1.1. Вивчити роботу механізму та дослідити характер руху його ланок.
- 1.2. Накреслити схему механізму та пронумерувати ланки.

1.3. Визначити рід і вид кінематичних пар, які утворюють ланки механізму. Позначити літерами центри обертальних кінематичних пар. Результати занести до табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Номери ланок / назва	Схематичне зображення КП	Рухомість (рід) / клас	Вид контакту / замикання	Позначення центру обертання

1.4. Визначити загальну кількість кінематичних пар 1-го та 2-го родів. Обчислити степінь вільності механізму. Результати занести до табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Число ланок	Число пар 1-го роду	Число пар 2-го роду	Степінь вільності механізму за формулою П. Л. Чебишева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

### Завдання 2

2.1. Вивчити роботу механізму та дослідити характер руху його ланок.

2.2. Накреслити схему механізму та пронумерувати ланки.

2.3. Визначити рід і вид кінематичних пар, які утворюють ланки механізму. Позначити літерами центри обертальних кінематичних пар. Результати занести до табл. 1.4.

2.4. Визначити загальну кількість кінематичних пар 1-го та 2-го родів. Обчислити степінь вільності механізму. Результати занести до табл. 1.5.

Схема механізму

Таблиця 1.4

Номери ланок / назва	Схематичне зображення КП	Рухомість (рід) / клас	Вид контакту / замикання	Позначення центру обертання

Таблиця 1.5

Число ланок	Число пар 1-го роду	Число пар 2-го роду	Степінь вільності механізму за формулою П. Л. Чебишева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

### Завдання 3

3.1. Накреслити схему механізму та пронумерувати ланки.

3.2. Визначити рід і вид кінематичних пар, які утворюють ланки механізму. Позначити літерами центри обертальних кінематичних пар. Результати занести до табл. 1.6.

3.3. Визначити загальну кількість кінематичних пар 1-го та 2-го родів. Обчислити степінь вільності механізму. Результати занести до табл. 1.7.

Схема механізму

Таблиця 1.6

Номери ланок / назва	Схематичне зображення КП	Рухомість (рід) / клас	Вид контакту / замикання	Позначення центру обертання

Продовження табл. 1.6

Номери ланок/ назва	Схематичне зображення КП	Рухомість (рід) / клас	Вид контакту / замикання	Позначення центру обертання

Таблиця 1.7

Число ланок	Число пар 1-го роду	Число пар 2-го роду	Степінь вільності механізму за формулою П. Л. Чебишева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для допуску до виконання та захисту лабораторної роботи

1. Основні визначення: машина, механізм, ланка, деталь, кінематична пара.
2. Класифікація кінематичних пар за родами (за В. В. Добровольським).
3. Класифікація кінематичних пар за класами (за І. І. Артоблевським).
4. Класифікація кінематичних пар за характером дотику (за Ф. Рело).
5. Умовні зображення кінематичних пар і ланок плоских механізмів.
6. Визначення числа степенів вільності механізму.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

### ВИЗНАЧЕННЯ СТРУКТУРИ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

**МЕТА РОБОТИ:** Закріплення навичок креслення схем плоских механізмів і визначення їх степеня вільності. Засвоєння метода заміни вищих кінематичних пар нижчими і побудови структурних схем. Набуття практичних навичок визначення структури плоских механізмів з кінематичними парами 1-го і 2-го родів.

Визначити **структуру механізму** – означає встановити, з яких груп ланок складається даний механізм та в якому порядку ці групи ланок приєднуються одна до одної.

На групи Ассура можна поділяти тільки ті механізми, в яких ланки утворюють кінематичні пари 1-го роду (обертальні і поступальні). Механізм із парами 2-го роду можна поділяти на структурні групи тільки після заміни його еквівалентним механізмом з парами 1-го роду. Тому в механізмі з парами 2-го роду спершу треба замінити кожен пару 2-го роду парами 1-го роду. У результаті заміни в механізмі пар 2-го роду парами 1-го роду одержують так звану **структурну схему механізму** (замінний механізм).

Поділ механізму на групи ланок проводять шляхом послідовного відокремлення від нього найбільш віддалених від початкової ланки груп Ассура. При цьому більш простий механізм, який залишатиметься після відокремлення кожної групи Ассура, буде мати той же степінь вільності, що й вихідний (початковий) механізм.

Запис структури механізму проводять шляхом перерахунку всіх груп ланок у порядку їх відокремлення від механізму.

Розглянемо приклад визначення структури кулачкового механізму діафрагмового паливного насоса.

Задачу розв'язуємо у такій послідовності.

1. Креслимо схему механізму, нумеруємо всі ланки механізму, позначаємо літерами центри обертальних кінематичних пар (рис. 2.1, а).
2. Замінюємо пари 2-го роду парами 1-го роду і креслимо структурну схему механізму (рис. 2.1, б).

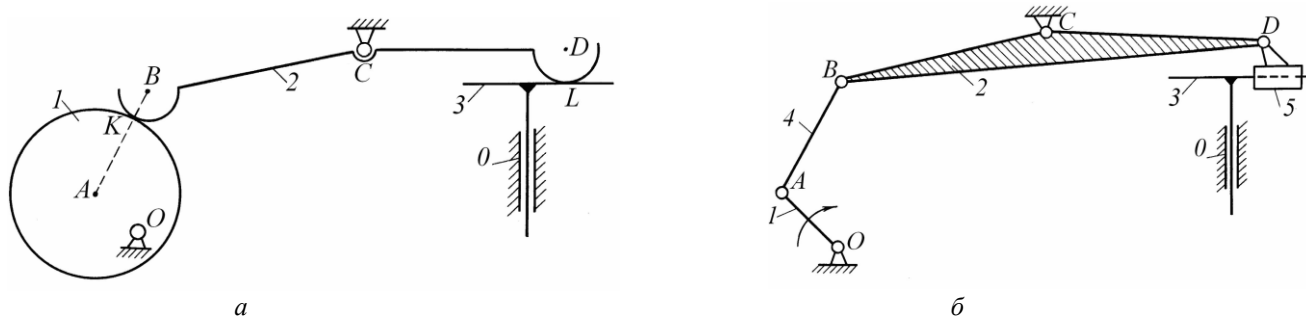


Рис. 2.1. Кулачковий механізм діафрагмового паливного насоса:  
а – схема механізму; б – структурна схема механізму

У механізмі ланки 1 і 2 утворюють пару 2-го роду і дотикаються в точці К криволінійними профілями. При заміні цієї пари будемо мати додаткову ланку 4 з двома обертальними парами А і В, центри яких будуть знаходитись у центрах кривизни криволінійних профілів. Ланки 2 і 3 також утворюють пару 2-го роду і дотикаються в точці L прямолінійним і криволінійним профілями. При заміні цієї пари будемо мати додаткову ланку 5 з обертальною і поступальною парами. Центр D обертальної пари буде знаходитись у центрі кривизни криволінійного профілю ланки 2. Напрямою поступальної пари буде прямолінійний профіль ланки 3.

На структурній схемі (рис. 2.1, б) ланка 1 (кулачок), яка є кривошипом, зображена у вигляді прямої OA. Ланка 2, яка входить до складу трьох обертальних пар В, С і D, що не лежать на одній прямій, зображена заштрихованим трикутником.

3. Визначаємо степінь вільності механізму, зображеного на рис. 2.1, а. Для цього нумеруємо всі рухомі ланки механізму і визначаємо їх кількість:  $n = 5$ . Ланки на структурній схемі

рекомендується нумерувати тими ж цифрами, що й на схемі механізму, а додаткові ланки – наступними цифрами. Визначаємо також число кінематичних пар:  $p_1 = 7$ ;  $p_2 = 0$ .

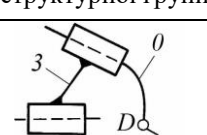
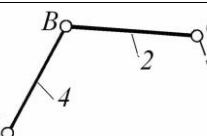
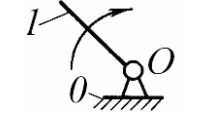
За формулою П. Л.Чебишева одержимо:  $W = 3n - 2 p_1 - 1 p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 0 = 1$ .

Отже, механізм має одну початкову ланку (ланку 1), обертальний рух якої перетворюється на зворотно-поступальний рух ланки 3 (клапана). На схемі початкову ланку позначаємо стрілкою.

4. Визначаємо структуру механізму. Найбільш віддаленою від початкової ланки є група Ассура, складена з двох ланок 3 і 5 та трьох кінематичних пар (обертальної D і двох поступальних). Ця група ланок є групою Ассура 2-го класу, 2-го порядку (діадою 5). Наступна група Ассура, яка складається з двох ланок 2 і 4 та трьох обертальних пар A, B і C, є групою Ассура 2-го класу, 2-го порядку (діадою 1). Ланки 1 і 0 є механізмом I класу (початковий механізм).

Отже, запис структури механізму матиме такий вигляд (табл. 2.1):

Таблиця 2.1

Ланки в порядку їхнього від'єднання від механізму	Послідовність КП за видами рухів	Структура групи	Графічне зображення структурної групи
ланки 3 і 5	– два поступальні та обертальний рух (ППО)	– група Ассура 2-го класу, 2-го порядку діада 4	
ланки 2 і 4	– три обертальні рухи (ООО)	– група Ассура 2-го класу, 2-го порядку діада 1	
ланки 1 і 0	–	– механізмом I класу (початковий механізм)	

Запис структури I кл. (0, 1) – II кл. діада 1 (4, 2) – II кл. діада 5 (3, 5).

### Виконання лабораторної роботи

**Завдання № 1.** (Механізм 1 з лабораторної роботи 1).

1.1. Накреслити схему механізму та пронумерувати ланки. Результати занести до табл. 2.2.

Схема механізму

Структурна схема механізму

Таблиця 2.2

Число ланок	Число пар 1-го роду	Число пар 2-го роду	Ступінь вільності механізму по формулі П. Л. Чебишева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

1.2. Розділити механізм на групи Ассура і групу початкових ланок, накреслити групи ланок у порядку їх від'єднання від механізму та скласти запис структури механізму. Результати занести до табл. 2.3.



Таблиця 2.3

Ланки у порядку їхнього від'єднання від механізму	Послідовність КП за видами рухів	Структура групи	Графічне зображення структурної групи

### Запис структури

**Завдання 2.** (Механізм 2 з лабораторної роботи 1).

2.1. Накреслити схему механізму та пронумерувати ланки. Результати занести до табл. 2.4.

2.2. Розділити механізм на групи Ассура і групу початкових ланок, накреслити групи ланок у порядку їх від'єднання від механізму та скласти запис структури механізму. Результати занести до табл. 2.5.

Схема механізму

Структурна схема механізму

Таблиця 2.4

Число ланок	Число пар 1-го роду	Число пар 2-го роду	Ступінь вільності механізму по формулі П. Л. Чебишева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3(n - 1) - 2p_1 - p_2 =$

Таблиця 2.5

Ланки у порядку їхнього від'єднання від механізму	Послідовність КП за видами рухів	Структура групи	Графічне зображення структурної групи

### Запис структури

**Завдання 3.**

3.1. Накреслити схему механізму та пронумерувати ланки. Результати занести до табл. 2.6.

Схема механізму

Структурна схема механізму

Таблиця 2.6

Число ланок	Число пар 1-го роду	Число пар 2-го роду	Ступінь вільності механізму по формулі П. Л. Чебишева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

3.2. Розділити механізм на групи Ассура і групу початкових ланок, накреслити групи ланок у порядку їх від'єднання від механізму та скласти запис структури механізму. Результати занести до табл. 2.7.

Таблиця 2.7

Ланки у порядку їхнього від'єднання від механізму	Послідовність КП за видами рухів	Структура групи	Графічне зображення структурної групи

### Запис структури

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для допуску та захисту лабораторної роботи

1. Структура плоских механізмів. Група початкових ланок. Групи Ассура.
2. Двоповідкові та триповідкові групи Ассура.
3. Класифікація груп Ассура.
4. Утворення чотириланкових механізмів.
5. Заміна вищих кінематичних пар плоских механізмів нижчими.
6. Визначення структури плоских механізмів.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3

### КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

**МЕТА РОБОТИ:** набути навичок кінематичного дослідження шарнірно-важільного механізму.

#### Теоретичні відомості

До основних кінематичних характеристик механізму відносяться переміщення його ланок і точок, траєкторії руху точок, лінійні швидкості та прискорення точок, кутові швидкості і прискорення ланок і т. ін.

*Планом швидкостей* називається креслення, на якому відрізки – це вектори, рівні за модулями і однаково направлені з векторами швидкостей відповідних точок механізму, виконанні у масштабі.

План швидкостей являє собою сукупність планів швидкостей ланок, причому, миттєві центри обертання ланок зведені в одну точку, яка називається **полюсом плану швидкостей**.

#### Властивості планів швидкостей:

1. З полюса завжди виходять вектори абсолютних швидкостей.
2. Напрямок цих векторів – завжди від полюса.
3. В кінці вектора – точка, яка завжди відповідає точці на ланці.
4. Відрізки плану, які не проходять через полюс, завжди співпадають з відносними швидкостями точок.

5. Напрямок вектора відносної швидкості на плані спрямований від другого індексу до першого.

*Планом прискорень* називається креслення, на якому відрізки – це вектори, рівні за модулями і однаково направлені з векторами прискорень відповідних точок механізму.

По аналогії з планом швидкостей, план прискорень механізму – це сукупність планів прискорень всіх його ланок, а в **полюсі плану прискорень** об'єднані миттєві центри прискорень кожної ланки.

**Властивості планів прискорень** аналогічні до властивостей планів швидкостей.

**Завдання:** Виконати розрахунок механізму двигуна внутрішнього згорання (рис. 3.1, табл. 3.1).

Табл.3.1

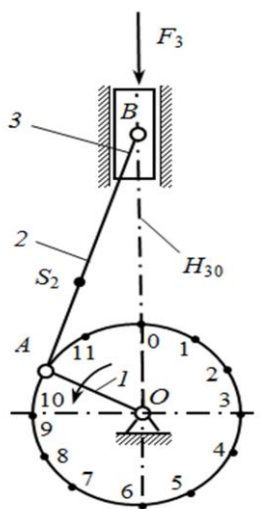


Рис. 3.1. Схема механізму авіаційного повітряного компресора

#### Дані для розрахунку механізму авіаційного повітряного компресора

Розмір ланок, мм:	
$l_{OA}$	40
$l_{AB}$	150
$l_{AS2}$	50
Частота обертання ланки 1 $n_1$ , об/хв	1200
Маса ланок, кг: $m_2$	0,50
$m_3$	0,40
Момент інерції ланок, $I_{S2}$	0,0048
Сила тиску стисненого повітря, кН: $F_3$	0,5
Положення механізму для кінематичного дослідження	(крім 6, 12)

1. Побудувати кінематичну схему механізму (план механізму в масштабі  $\mu_l$ ) відповідно до завдання. Написати формулу будови механізму.

Вихідні дані: Розмір ланок, мм:  $l_{OA} =$  мм,  $l_{AB} =$  мм,  $l_{AS2} =$  мм. Частота обертання ланки 1:  $n_1 =$  об/хв. Положення механізму для кінематичного дослідження – .

Визначаємо ступінь вільності механізму:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$$

Напис формули будови механізму має такий вигляд:

План механізму починаємо будувати із зображення ланки 1 у вибраному положенні. Довжину

ланки  $I$  зображаємо на кресленні відрізком  $\overline{OA} =$  мм.

Визначаємо масштабний коефіцієнт плану механізму  $\mu_l = \frac{l_{OA}}{\overline{OA}}$ , где  $l_{OA}$  – дійсна довжина ланки  $OA$ , м;

$\overline{OA}$  – довжина відрізка  $OA$  в мм, узята із плану механізму;  $\mu_l$  – масштабний коефіцієнт, м/мм<sup>-1</sup>.

Тоді масштабний коефіцієнт плану механізму  $\mu_l = \frac{l_{OA}}{\overline{OA}} =$  м/мм.

Відрізок, який зображує ланку 2 на кресленні, відповідно дорівнює:

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \text{мм.}$$

Визначаємо довжину відрізка  $\overline{AS_2}$ :  $\overline{AS_2} = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} =$  мм.

2. Побудувати план швидкостей в масштабі  $\mu_v$ . Визначити швидкість всіх точок механізму.

**Кінематичний аналіз механізмів проводиться починаючи з механізму I класу в порядку приєднання груп Ассур.** Кривошип обертається навколо осі, яка проходить через точку  $O$ , лінійна швидкість якої  $V_O = 0$ .

Визначаємо швидкість точки  $A$ , яка належить початковій ланці (механізму I класу):

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{OA} = \text{м/с.}$$

Зображатимемо на плані швидкість точки  $A$  відрізком  $\overline{pa} =$  мм. Тоді масштабний коефіцієнт швидкостей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} = \text{м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм.}$$

Довільно вибираємо на кресленні точку  $p$  (поліус плану швидкостей) та відкладаємо від неї **перпендикулярно  $OA$  в напрямленні обертання кривошипа відрізок  $\overline{pa}$** , який характеризує швидкість точки  $A$ .

Для визначення швидкості точки  $B$  (належить групі II класу, діада 2) складаємо векторне рівняння:  $\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}$ , де  $\overline{V_A} \perp OA$ ;  $\overline{V_{BA}} \perp BA$ ;  $\overline{V_B} \parallel H_{30}$ .

Розв'язуємо наведене векторне рівняння графічно. Для цього через **точку  $a$  проводимо пряму, яка перпендикулярна до  $AB$ , а через точку  $p$  — пряму, яка паралельна до напрямної  $H_{30}$** . На перетинанні цих прямих ставимо точку  $b$ . Відрізок зображує швидкість точки  $B$  ( $V_B$ ) в обраному масштабі, а відрізок  $\overline{ab}$  – швидкість точки  $B$  відносно точки  $A$  ( $V_{BA}$ ). Вектор  $\overline{V_B}$  спрямований від

Значення цих швидкостей:

$$V_B = \mu_v \cdot \overline{pb} = \text{м/с}; \quad V_{BA} = \mu_v \cdot \overline{ab} = \text{м/с.}$$

Для визначення швидкості центру мас шатуна  $S_2$  застосовуємо теорему відносності. Відкладаємо на відрізку  $ab$  відрізок  $\overline{as_2}$

$$\overline{as_2} = \overline{ab} \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \times \text{мм.}$$

Точку  $S_2$  з'єднуємо з поліусом  $p$ . Визначаємо швидкість точки  $S_2$ :

$$V_{S_2} = \mu_v \cdot \overline{ps_2} = \text{м/с.}$$

3. Визначити величину та напрям кутової швидкості ланок механізму.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \text{с}^{-1};$$

Напрямок кутових швидкостей визначається за направленням вектора відносності швидкості відповідної точки ланки. Для визначення напрямку кутової швидкості виділяємо ланку 2. Точка  $B$  разом з ланкою 2 рухається навколо нерухомої у відносному русі точки  $A$  в напрямі швидкості  $\overline{V_{BA}}$ .

Досліджувана величина	Відрізок на плані	Направлення	Величина відрізка на плані, мм	Масштабний коефіцієнт, $\mu_V$	Значення величини, м/с
$V_A$					
$V_B$					
$V_{BA}$					
$V_{S2}$					
$\omega_2$	Годинникова стрілка –				

4. Побудувати план прискорень у масштабі  $\mu_a$ . Визначити прискорення усіх точок механізму з плану прискорень.

Визначаємо прискорення точки  $A$ , яка здійснює обертальний рух по колу радіусом  $l_{OA}$ :

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^t$$

де  $a_A^n$  – нормальне прискорення, направлене по лінії  $AO$  від точки  $A$  до центру обертання – точки  $O$ ;  $a_A^t$  – тангенціальне прискорення, направлене перпендикулярно до  $AO$  в бік, що відповідає напрямку кутового прискорення  $\varepsilon_1$  ланки  $I$ .

Значення цих прискорень знаходимо з формул  $a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}$  и  $a_A^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}$

В нашому випадку  $\omega_1 = \text{const}$ , кутове прискорення  $\varepsilon_1 = 0$ , и  $a_A^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = 0$ .

Тоді прискорення точки  $A$  дорівнює:  $a_A = a_{A0}^n = \omega_1 \cdot l_{OA} = \left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 \cdot l_{OA}$

$$a_A = a_{A0}^n = \omega_1 \cdot l_{OA} = \left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 \cdot l_{OA} = \text{---} \times = \text{---} \text{ м/с}^2.$$

Довільно обираємо на кресленні точку  $p'$  (полюс плану прискорень) і відкладаємо від неї паралельно  $OA$  в напрямку від точки  $A$  до точки  $O$  вектор  $\vec{a}_A$  у вигляді відрізка  $p'a' = \text{---} \text{ мм}$ .

$$\mu_a = \frac{a_A}{p'a'} = \text{---} = \text{---} \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Для визначення прискорення точки  $B$  (належить групі II класу, діада 2) складаємо векторне рівняння:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t,$$

де  $\vec{a}_B \parallel H_{30}$ ;  $a_{BA}^n$  – нормальне прискорення точки  $B$  відносно точки  $A$ ;  $\vec{a}_{BA}^n \parallel BA$ ;  $a_{BA}^t$  – тангенціальне прискорення точки  $B$  відносно точки  $A$ ;  $a_{BA}^t \perp AB$ .

Значення  $a_{BA}^n$  знаходимо за формулою

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \text{---} = \text{---} \text{ м/с}^2.$$

Розв'язуємо графічно записане векторне рівняння. Задля цього через точку  $a'$  проводимо пряму, яка паралельна до  $AB$ , і відкладаємо на ній у напрямку від точки  $B$  до точки  $A$  відрізок  $\vec{a'b''}$ , який зображує в обраному масштабі прискорення  $a_{BA}^n$ .

$$\text{Довжина відрізка: } \vec{a'b''} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \text{---} = \text{---} \text{ мм}.$$

Через одержану точку  $b''$  проводимо пряму, яка перпендикулярна до  $AB$ , а через полюс плану прискорень  $p'$  — паралельну пряму до напрямної  $H_{30}$ . У місці перетину цих прямих одержимо точку  $b'$ . Відрізок  $\vec{p'b'}$  зображує в обраному масштабі прискорення точки  $B$  ( $a_B$ ), а відрізок  $\vec{b'b''}$  —

прискорення  $a'_{BA}$ . Значення цих прискорень дорівнюють:

$$a_B = \mu_a \cdot \overline{p'b'} = \quad \text{м/с}^2; \quad a'_{BA} = \mu_a \cdot \overline{b'b''} = \quad \text{м/с}^2.$$

Прискорення точки  $S_2$  ( $a_{S_2}$ ) визначаємо на підставі теореми про відносні прискорення точок однієї ланки. Положення точки  $S'_2$  на плані прискорень знаходимо з урахуванням таких пропорцій:

$$\overline{a's'_2} = \overline{a'b'} \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \quad \times \quad = \quad \text{мм.}$$

Відкладаємо на відрізку  $\overline{a'b'}$  плану прискорень від точки  $a'$  відрізок  $\overline{a's'_2}$ , знаходимо точку  $S'_2$ , порядок розташування якої має бути такий самий, як і на плані механізму ( $AS_2B$  та  $a's'_2b'$ ).

З'єднуючи точку  $S'_2$  з полюсом  $p'$ , одержимо відрізок  $\overline{p's'_2}$ , який зображує в масштабі прискорення точки  $S'_2$ .

$$a_{S_2} = \mu_a \cdot \overline{p's'_2} = \quad \text{м/с}^2;$$

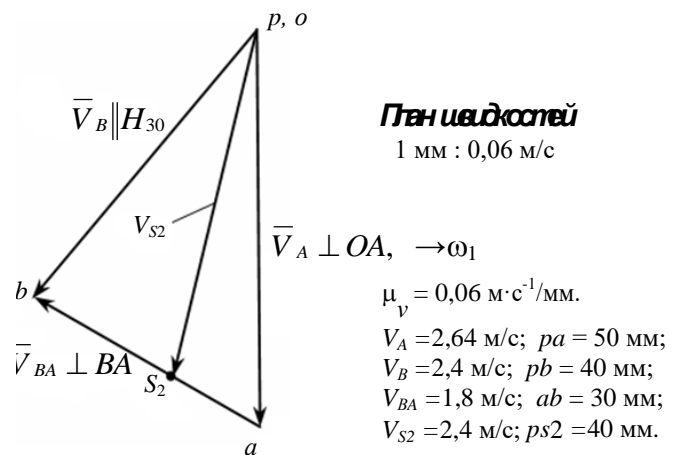
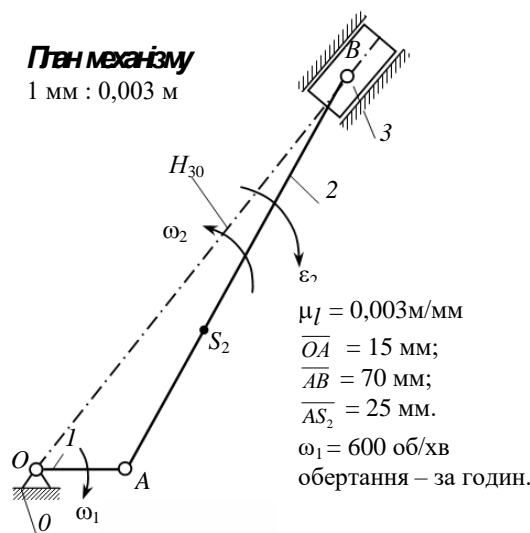
5) Визначити величину та напрямку кутового прискорення ланки механізму. З рівняння прискорення визначаємо величину кутового прискорення ланки 2, тобто

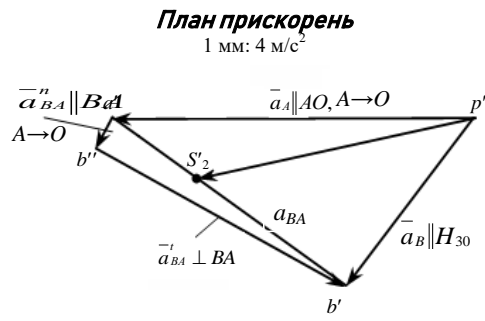
$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{BA}}{l_{AB}} = \quad = \quad .$$

Для визначення напрямку кутового прискорення виділяємо ланку 2. Точка  $B$  разом з ланкою 2 рухається навколо нерухомої у відношенні до точки  $A$  в тангенціальному прискорення  $a'_{BA}$ .

Досліджувана величина	Відрізок на плані	Напрявленя	Величина відрізка на плані, мм	Масштабний коефіцієнт, $\mu_a$	Значення величини, $\text{м/с}^2$
$a_A$					
$a_{BA}^n$					
$a_{BA}^\tau$					
$a_B$					
$a_{S_2}$					
$\varepsilon_2$	часовий стрелке				$12\text{с}^{-2}$

### Приклад виконання кінематичного аналізу





$\mu_a = 4 \text{ мс/мм.}$   
 $a_A = 165,64 \text{ м/с}^2; p'a' = 41,4 \text{ мм};$   
 $a_B = 100 \text{ м/с}^2; p'b' = 25 \text{ мм};$   
 $a_{BA}^n = 15,43 \text{ м/с}^2; a'b' = 3,86 \text{ мм};$   
 $a_{BA}^t = 128 \text{ м/с}^2; b'b'' = 32 \text{ мм};$   
 $a_{S2} = 132 \text{ м/с}^2; p's_2 = 33 \text{ мм.}$

рис. 3.2.

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_  
 Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

**Питання для допуску та захисту лабораторної роботи**

1. Назвіть основні кінематичні характеристики механізму.
2. Які методи визначення кінематичних характеристик ви знаєте?
3. Дайте порівняльну оцінку існуючим методам, відзначивши їх переваги і недоліки.
4. Що називається планом швидкостей (прискорень)?
5. Назвіть основні властивості планів швидкостей (прискорень).

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

### СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

**МЕТА РОБОТИ:** набути навичок силового дослідження шарнірно-важільного механізму.

#### Виконання лабораторної роботи

Данні для розрахунків використовують з лабораторної роботи «Кінематичний аналіз механізму».

Вихідні дані:

Розмір ланки  $AB$ ,  $l_{AB} =$  м;  
 Прискорення т.  $B$ ,  $a_B =$  м/с<sup>2</sup>;  
 Прискорення т.  $S_2$ ,  $a_{S_2} =$  м/с<sup>2</sup>;  
 Кутове прискорення  $\varepsilon_2 =$  м/с<sup>2</sup>.  
 Момент інерції шатуна:  $J_{S_2} =$  кг·м<sup>2</sup>.  
 Маса ланки,  $m_2 =$  кг;  $m_3 =$  кг.  
 Сила тиску стисненого повітря:  $F_3 =$  кН.

1. Визначимо сили та моменти сил інерції.

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S_2} =$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B =$$

Сили інерції спрямовані протилежно до прискорень центрів ваги ланок (див. рис. 3.1).  
 Величине моменте сил інерції ланки обчислюємо за формулами:

$$M_{i2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 =$$

Момент сили інерції ланки спрямований протилежно кутовому прискоренню цієї ланки.

2. Визначення зусиль в кінематичних парах групи Ассура, яка утворена ланками 2 і 3

Накреслимо в масштабі довжин  $\mu_l =$  мм окремо групу Ассура (ланки 2 і 3) в заданому положенні й прикладаємо до ланок усі діючі на них сили (див. рис. 4.1, а).

На ланку 3 діють чотири сили:  $R_{03}$  – з боку нерухомої ланки 0,  $N_{23}$  – з боку ланки 2,  $F_3$  – сила тиску стисненого повітря,  $F_{i3}$  – сила інерції. На ланку 2 діє один момент –  $M_{i2}$  і три сили:  $R_{32}$  – з боку ланки 3,  $R_{12}$  – з боку ланки 1,  $F_{i2}$  – сила інерції. Невідомими є  $R_{12}$  – зусилля в обертальній кінематичній парі А,  $R_{32}$  (або  $R_{23}$ ) – зусилля в обертальній парі В,  $R_{03}$  – зусилля в поступальній кінематичній парі.

Невідому силу  $R_{12}$  розкладаємо на дві складові: нормальну  $R_{12}^n$ , яка спрямована вздовж ланки  $AB$  і тангенціальну  $R_{12}^t$ , яка спрямована перпендикулярно до ланки  $AB$  (див. рис. 4.4, а). Напрямом  $R_{12}^t$  задаємося довільно. Розглянемо рівновагу ланки 2 і складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 2 відносно точки В:

$$-R_{12}^t \cdot l_{AB} + F_{i2} \cdot h_2 + M_{i2} = 0.$$

Сили  $R_{12}^n$  і  $N_{32}$  не утворюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки В дорівнюють нулю. Плече  $h_2$  легко визначити з креслення, помноживши довжину відрізка  $h_2$  (в міліметрах) на масштабний коефіцієнт  $\mu_l$ . Розв'язавши рівняння, знаходимо:

$$R_{12}^t = (F_{i2} \cdot h_2 + M_{i2}) / l_{AB} =$$

Знак «плюс» свідчить про те, що напрям  $R_{12}^t$  було обрано вірно.

#### Розглянемо рівновагу групи Ассура.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на ланки 2 і 3:

$$\underline{\underline{R_{12}^t}} + \underline{\underline{F_{i3}}} + \underline{\underline{F_3}} + \underline{\underline{F_{i2}}} + \underline{\underline{R_{03}}} + \underline{\underline{R_{12}^n}} = 0.$$

Векторне рівняння має дві невідомі й легко розв'язується графічно шляхом побудови плану сил.

Обравши масштабний коефіцієнт сил  $\mu_F =$  Н/мм, визначаємо довжини відрізків відповідних силам  $R_{12}^t$ ,  $F_{i3}$ ,  $F_3$ ,  $F_{i2}$ .



$$\overline{Ha} = \frac{R_{12}^n}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм}; \quad \overline{ab} = \frac{F_{i3}}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм};$$

$$\overline{bc} = \frac{F_3}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм}; \quad \overline{cd} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм}.$$

Довільно вибираємо на кресленні точку  $H$  (полюса плану сил) відкладаємо від неї перпендикулярно  $AB$  відрізок  $\overline{Ha}$  який характеризує силу  $R_{12}^t$  (протилежно напрямку прискорення  $a_{BA}^n$ , беремо з плану прискорень); з точки  $a$  перпендикулярно  $H_{30}$  відкладаємо дотримуючись напрямку сили  $F_{i3}$  (протилежно напрямку прискорення точки  $B$  ( $a_B$ )) відрізок  $\overline{ab}$ ; з точки  $b$  перпендикулярно  $H_{30}$  відкладаємо дотримуючись напрямку сили  $F_3$ , відрізок  $\overline{bc}$ ; з точки  $c$  відкладаємо дотримуючись напрямку сили  $F_{i2}$  (протилежно напрямку прискорення точки  $S_2$  ( $a_{S2}$ )), відрізок  $\overline{cd}$ . Через точку  $d$  проведемо лінію, паралельну до  $R_{03}$ , а через полюс  $H$  – лінію, паралельну до  $R_{12}^n$ . У місці перетину цих ліній отримуємо точку  $e$ . Поєднуючи точку  $e$  з точкою  $a$  отримаємо відрізок  $\overline{ea}$ . Відрізки  $\overline{de}$ ,  $\overline{eH}$ ,  $\overline{ea}$  зображують в штабі  $\mu_F$  сили  $R_{03}$ ,  $R_{12}^n$  та  $R_{12}$  відповідно.

$$R_{03} = \mu_F \cdot \overline{de} = \quad R_{12}^n = \mu_F \cdot \overline{eH} = \quad R_{12} = \mu_F \cdot \overline{ea} =$$

Всі досліджені величини діючих сил на ланки 2 і 3 заносимо в таблиці.

Таблиця

Досліджувана величина	$F_{i2}$	$F_{i3}$	$F_3$	$R_{12}^t$	$R_{03}$	$R_{12}^n$	$R_{12}$
Значення величини, $H$							
Відрізок на плані	$\overline{cd}$	$\overline{ab}$	$\overline{bc}$	$\overline{Ha}$	$\overline{de}$	$\overline{eH}$	$\overline{ea}$
Величина відрізка на плані, мм							

### Розглянемо рівновагу ланки 2.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\underline{R_{12}} + \underline{F_{i2}} + \underline{R_{32}} = 0.$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обравши масштабний коефіцієнт сил  $\mu_F = \text{Н/мм}$ , відкладаємо з довільної точки  $H$  (полюса плану сил) послідовно сили  $R_{12}$  і  $F_{i2}$ .

$$\overline{Ha} = \frac{R_{12}}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм};$$

$$\overline{ab} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм}.$$

Довільно вибираємо на кресленні точку  $H$  відкладаємо від неї дотримуючись напрямлення сили  $R_{12}$  і  $F_{i2}$ . Одержану точку  $b$  з'єднуємо з полюсом  $H$ . Відрізок  $\overline{bH}$  зображує в масштабі  $\mu_F$  зусилля  $R_{32}$ . Знаходимо її величину:

$$R_{32} = \mu_F \cdot \overline{bH} =$$

Всі досліджені величини діючих сил на ланку заносимо в таблицю.

Таблиця

Досліджувана величина	Значення величини, $H$	Відрізок на плані	Величина відрізка на плані, мм
$F_{i2}$		$\overline{Ha}$	
$R_{12}$		$\overline{ab}$	
$R_{32}$		$\overline{bH}$	

### Розглянемо рівновагу ланки 3.

Складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на цю ланку відносно точки  $B$  (див. рис. 4.4, а):

$$-R_{03} \cdot h_{03} = 0.$$

Сили  $F_3$ ,  $F_{i3}$ ,  $R_{23}$  не створюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки  $B$  дорівнюють нулю, що означає  $h_{03} = 0$ .

### Силовий розрахунок групи початкових ланок

Накреслимо в масштабі  $\mu_l =$  м/мм групу початкових ланок (ланки 1 і 0) у загальному положенні і прикладемо до ланок усі сили, які діють на них (див. рис. 4.4, з).

На ланку 1 діє момент  $M_{3p}$  і дві сили:  $R_{21}$  – з боку ланки 2,  $R_{01}$  – з боку нерухомої ланки 0.

Розглянемо рівновагу ланки 1.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} = 0.$$

Оскільки на ланку діє лише сила  $R_{21}$ , то  $R_{01} = -R_{21}$ .

Складаємо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 1, відносно точки  $O$ . Напрямок зрівноважуючого моменту  $M_{3p}$  обираємо довільно (див. рис. 4.4, з):

$$R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l - M_{3p} = 0.$$

Сила  $R_{01}$  не створює моменту, оскільки її плече відносно точки  $O$  дорівнює нулю. Плече сили знаходимо із креслення, помноживши довжину відрізка  $h_{21}$ , у міліметрах на масштабний коефіцієнт  $\mu_l$ . Розв'язуючи яке, знаходимо:

$$M_{3p} = R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l = \text{Н}\cdot\text{м}.$$

### Визначення зрівноважуючої сили способом жорсткого важеля Жуковського

Будуємо в довільному масштабі повернутий на  $90^\circ$  план швидкостей механізму (див. рис. 4.4, д). Відомий за величиною й напрямом момент  $M_{i2}$  показуємо у вигляді пари сил  $F'_{i2}$  і  $F''_{i2}$ , які прикладені в точках  $B$  і  $A$  перпендикулярно до  $AB$  (див. рис. 4.4, д).

Знаходимо величини цих сил:

$$F'_{i2} = F''_{i2} = M_{i2} / l_{AB} =$$

Переносимо, зберігаючи напрям, усі сили з плану механізму у відповідні однойменні точки плану швидкостей (див. рис. 3.1, е).

Всі досліджені величини діючих сил на ланки заносимо в таблицю.

Таблиця

Досліджувана величина	$F_{i2}$	$F'_{i2}$	$F''_{i2}$	$F_{i3}$	$F_3$	$F_{3p}$
Значення величини, Н						
Відрізок на плані	$h_2$	$h'_2$	$h''_2$	$\overline{pb}$	$\overline{pb}$	$\overline{pa}$
Величина відрізка на плані, мм						

Складаємо рівняння моментів усіх сил відносно полюса плану швидкостей. Плечі усіх сил підставляємо в рівняння в міліметрах, визначаючи їх безпосередньо із креслення. Розв'язуючи рівняння, знаходимо:

$$F_{3p} \cdot \overline{pa} - F''_{i2} \cdot h''_2 - F_{i3} \cdot \overline{pb} - F'_{i2} \cdot h'_2 - F_3 \cdot \overline{pb} - F_{i2} \cdot h_2 = 0.$$

В дійсності зрівноважуючий момент на початковій ланці буде спрямованим проти годинникової стрілки. Величина зрівноважуючого моменту

$$M_{3p} = F'_{3p} \cdot l_{OA} = \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Визначимо розбіжність у відсотках  $M_{3p}$ , які знайдені різними способами, при цьому похибка має бути менше ніж 5%:

$$\Delta M_{3p} =$$

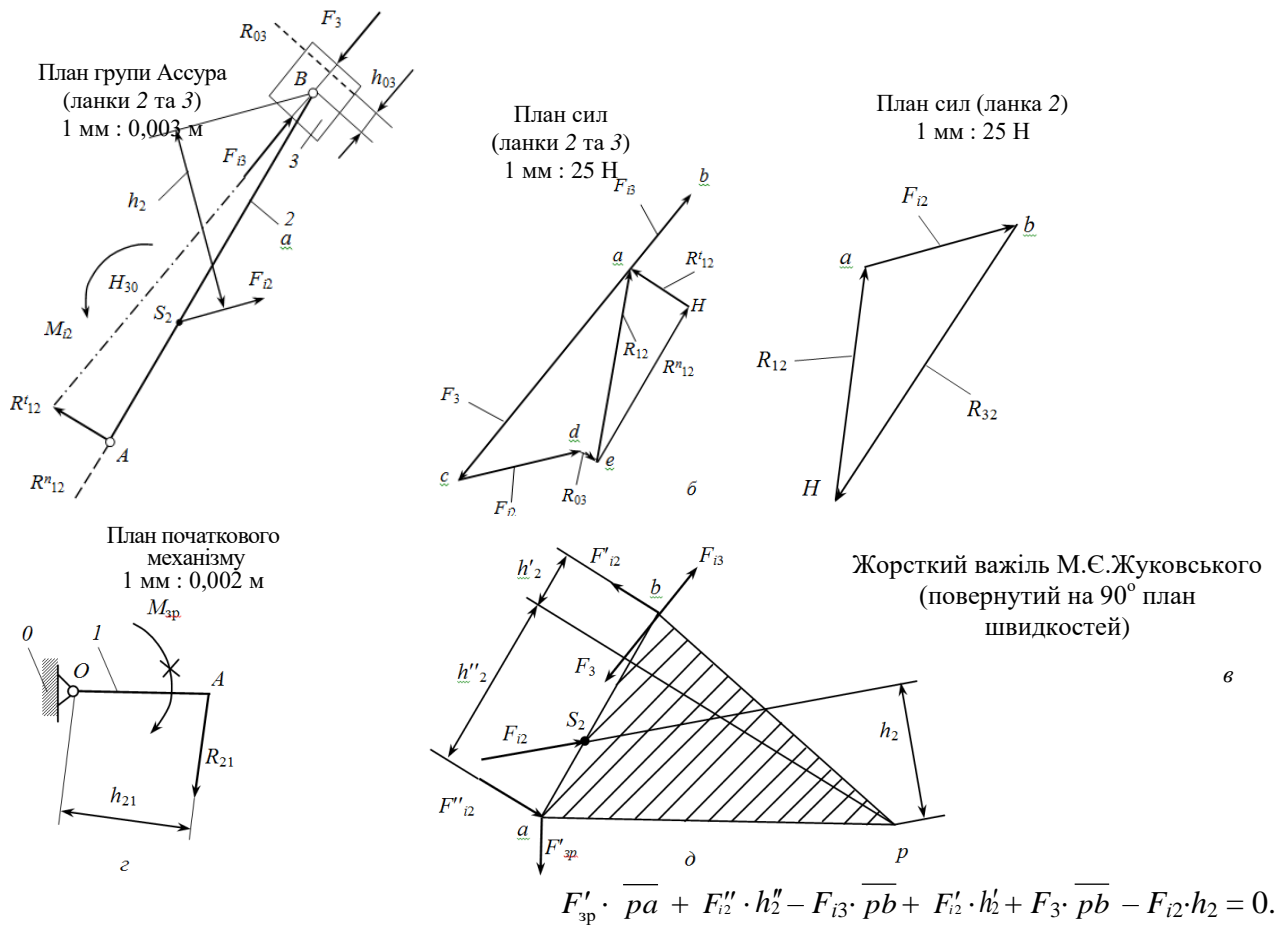


Рис. 4.1. Приклад силового аналізу

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5

### ЗРІВНОВАЖЕННЯ ЛАНОК, ЩО ОБЕРТАЮТЬСЯ

**МЕТА РОБОТИ:** Закріплення теоретичних знань з розділу «Зрівноваження механізмів і машин». Ознайомлення з установками для статичного і динамічного балансування. Вивчення методики зрівноваження обертової ланки (ротора).

#### **Виконання лабораторної роботи**

1. Ознайомитись зі схемою лабораторної установки (рис. 5.1). При виконанні лабораторної роботи використовується установка для динамічного балансування типу ТММ1М. Вона складається з ротора *I*, встановленого в маятниковій рамі 3. Маятникова рама рухомо з'єднана зі станиною б установки і може коливатися у вертикальній площині навколо горизонтальної осі *O*.

При роботі установки незрівноважена ланка (ротор *I*) розкручується електродвигуном із фрикційним диском (на схемі не показані) до частоти обертання більшої, ніж резонансна. Після відключення привода частота обертання ротора поступово зменшується і при частотах, близьких до резонансних, маятникова рама починає коливатися навколо осі *O*. Амплітуду коливань маятничової рами вимірюють індикатором 5 годинникового типу. Будь-яку ланку можна повністю зрівноважити за допомогою двох противаг, розташованих у двох площинах, вибраних із конструктивних міркувань. У лабораторній установці такими площинами зрівноваження є площини I-I і II-II, у місцях розташування яких закріплені диски 2 з прорізами. У цих прорізах можна встановлювати противаги 4 на різних відстанях від осі обертання.

При балансуванні ротора його встановлюють на маятниковій рамі так, щоб площина зрівноваження II-II проходила через вісь *O* коливання рами. Зрівноваживши ланку у площині I-I, її переставляють так, щоб через вісь *O* проходила площина зрівноваження I-I. Після цього так само зрівноважують ланку у площині II-II.

2. Підібрати контрольну вагу  $G_k$  та обчислити її дисбаланс  $\Delta_{sk}$ :

$$G_k = 10 \text{ сН}; 2 \cdot G_k = 20 \text{ сН}; r_k = 6 \text{ см}; \Delta_{sk} = G_k \cdot r_k = 60 \text{ сНсм}$$

3. Визначити амплітуду коливань маятничової рами. Результати занести до табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Номер вимірювання	Амплітуда коливань маятничової рами, мм		
	$A_1$	$A_2$	$A_3$
1			
2			
3			
Середнє значення амплітуди			

4. Визначити амплітуду коливань  $A_k$ , зумовлену тільки дисбалансом  $\Delta_{sk}$  контрольної ваги  $G_k$ : Для побудови трикутника амплітуд коливань маятничової рами на прямій лінії відкладаємо у вибраному масштабі два відрізки  $\overline{ab} = \overline{bc} = \overline{A_2}$  (рис. 5.2). Описавши з точки *a* дугу радіусом  $A_3$ , а з точки *c* – дугу радіусом  $A_1$ , одержимо в перетині цих дуг точку *d*. Відрізок  $\overline{bd}$  визначає у вибраному масштабі амплітуду  $A_k$ .

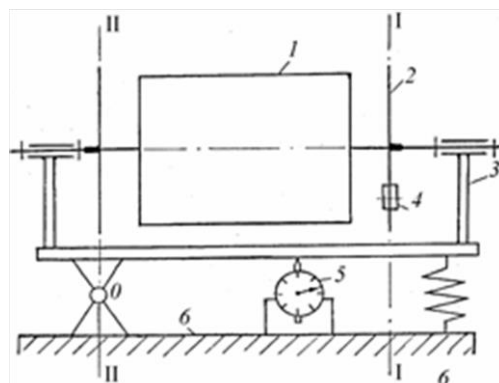


Рис. 5.1. Схема лабораторної установки

а) графічним методом:  $A_k =$  мм

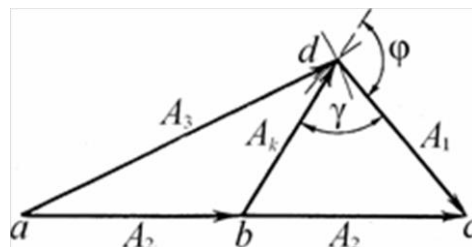


Рис. 5.2. Трикутник амплітуди коливань маятничкової рами  $A_k$

б) аналітичним методом:  $A_k = \sqrt{\frac{A_1^2 + A_3^2 - 2A_2^2}{2}} =$

Визначити кут  $\gamma$  між радіус-векторами амплітуд коливань  $A_1$  та  $A_k$ :

а) графічним методом:  $\gamma =$  мм

б) аналітичним методом:  $\gamma =$  мм

$$\cos \gamma = \frac{A_1^2 + A_k^2 - A_2^2}{2A_1 A_k} =$$
 мм

6. Визначити коефіцієнт пропорційності  $\mu$  та обчислити дисбаланс ротора  $\Delta_{C1}$  без контрольної ваги:

$$\mu = \frac{A_k}{\Delta_{CK}}, \frac{\text{мм}}{\text{сНсм}}; \quad \Delta_{C1} = \frac{A_1}{\mu} = \text{сНсм}$$

7. Обчислити радіус противаги  $r_{пр}$ :

$$G_{пр1} = \text{сН}; \quad r_{пр1} = \frac{\Delta_{C1}}{G_{пр1}} = \quad G_{пр2} = \text{сН}; \quad r_{пр2} = \frac{\Delta_{C1}}{G_{пр2}} =$$

8. Проконтролювати результат балансування ротора:

а) визначити залишкову амплітуду коливань маятничкової рами ( $A'$ ). Результати занести до табл. 5.2.

Таблиця 5.2

**Результати експерименту**

Номер вимірювання	1	2	3	Середнє значення амплітуди
Амплітуда коливань $A'$ , мм				

б) визначити залишковий дисбаланс:

$$\Delta'_C = \frac{A'}{\mu} = \text{сНсм} \quad \delta = \frac{\Delta'_C}{\Delta_{C1}} \cdot 100\% =$$

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

**Питання для допуску та захисту лабораторної роботи**

1. Зрівноваження обертових ланок.
2. Статичний та відцентровий моменти інерції.
3. Види нерівноваженості залежно від взаємного розташування осі обертання та головної центральної осі інерції.
4. Статичне зрівноваження.
5. Динамічне зрівноваження.
6. Визначення мас противаг та радіусів їх встановлення графічним методом.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6

### ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

**МЕТА РОБОТИ:** Закріплення знань з геометрії зубчастих коліс. Ознайомлення з найпростішим методом визначення модуля зубчастого колеса. Набуття практичних навичок з визначення основних геометричних параметрів прямозубих зубчастих коліс.

#### Виконання лабораторної роботи

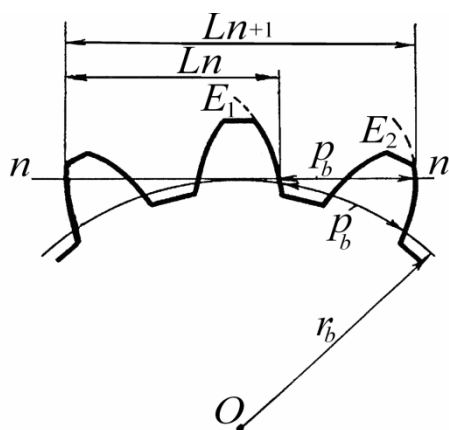
1. Визначити кількість зубів колеса  $z =$

Відповідно до табл. 3.1 вибрати число обчислюваних зубів  $n =$

Таблиця 6.1

$z$	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63
$n$	2	3	4	5	6	7

2. Виміряти штангенциркулем відстані  $L_n$  та  $L_{n+1}$  на рис.6.1. Результати записати до табл. 6.2.



Таблиця 6.2

Номер вимірювання	Довжини відрізків, мм	
	$L_n$	$L_{n+1}$
Середнє значення довжини відрізка		

3. Визначити крок  $p_b$  зубчастого колеса по основному колу:

$$p_b = L_{n+1} - L_n =$$

колу та округлити його значення до найближчої зачеплення  $\alpha = 20^\circ$  ( $\cos 20^\circ = 0,94$ ).

станд

Рис. 6.1. Вимірювання зубчастого колеса

ому колу

$$m = \frac{p_b}{\pi \cdot \cos \alpha} = \frac{2.953}{2.953} =$$

Значення модуля відповідно до ГОСТ 9563-60

$$m =$$

5. Обчислити діаметр ділительного кола

$$d = mz =$$

6. Виміряти штангенциркулем діаметри кіл вершин  $d_a$  і западин  $d_f$ . Результати записати до табл.

6.3.

Таблиця 6.3

Номер вимірювання	Довжини відрізків, мм	
	$d_a$	$d_f$
Середнє значення діаметра		

7. Обчислити діаметр основного кола

$$d_b = mz \cos \alpha =$$

крок по ділительному колу

$$p = \pi m =$$

ширину западини

$$S = p/2 = \pi m/2 =$$

товщину зуба

$$e = p/2 = \pi m/2 =$$

кутовий крок

$$\tau = 360/z =$$

8. Обчислити висоту голівки зуба та висоту ніжки зуба.

$$\text{Висота голівки зуба } h_a = (d_a - d)/2 =$$

$$\text{Висота ніжки зуба } h_f = (d - d_f)/2 =$$

9. Визначити коефіцієнти висоти голівки зуба  $h_a^*$  і ніжки зуба  $h_f^*$ . (Для коліс без зміщення  $h_a^* = 1,0$ ;  $h_f^* = 1,25$ ). Якщо результати обчислень значно відрізняються від наведених величин, то це вказує на те, що зубчасте колесо нарізане зі зміщенням інструменту або має вкорочений зуб.

$$\text{Коефіцієнт висоти голівки зуба } h_a^* = h_a/m =$$

Коефіцієнт висоти ніжки зуба  $h_f^* = h_f/m =$

10. Визначити похибку вимірювань висоти голівки зуба, висоти ніжки зуба:

$$\varepsilon_a = \left| \frac{h_a^* - 1}{1} \right| \cdot 100\% \leq 5\% \quad \varepsilon_a = \left| \frac{h_a^* - 1}{1} \right| \cdot 100\% =$$

$$\varepsilon_f = \left| \frac{h_f^* - 1.25}{1.25} \right| \cdot 100\% \leq 5\% \quad \varepsilon_f = \left| \frac{h_f^* - 1.25}{1.25} \right| \cdot 100\% =$$

а. Нанести на рис. 6.2 підраховані основні геометричні параметри зубчастого колеса.

б. Відмітити на рис. 6.2 початкове коло і вказати чому дорівнює.

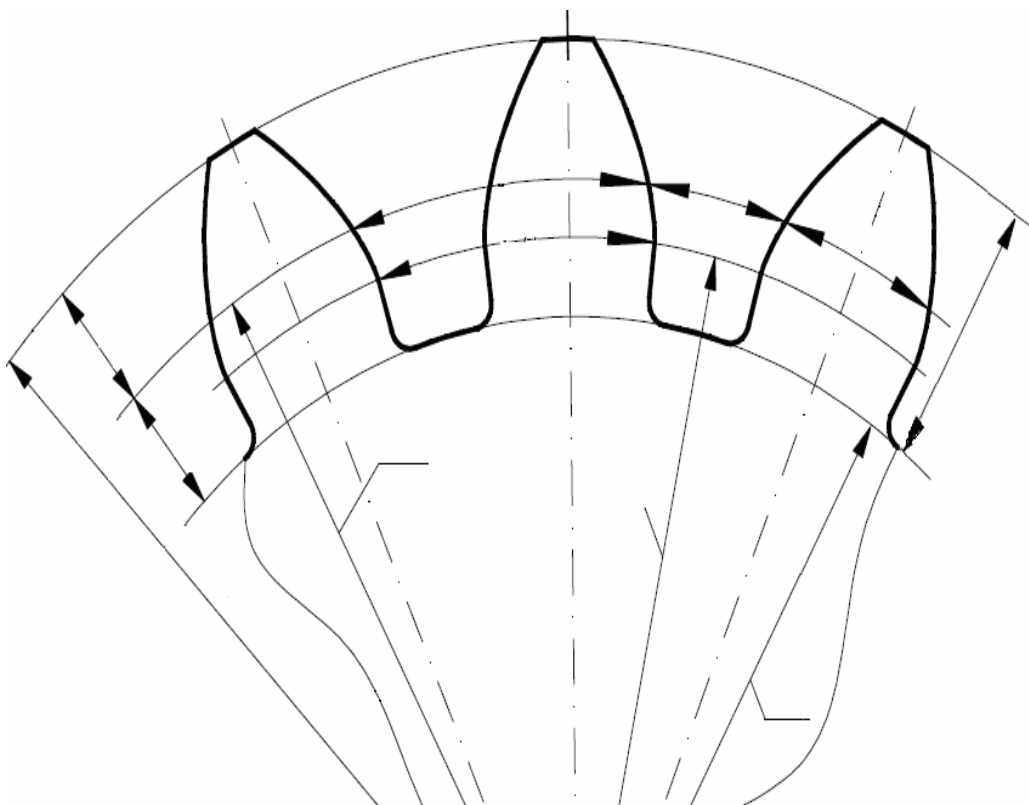


Рис. 6.2. Геометричні параметри зубчастого колеса

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для допуску до виконання та захисту лабораторної роботи

1. Евольвентний профіль зуба. Властивості евольвенти.
2. Геометричні параметри евольвентного циліндричного зубчастого колеса без зміщення.
3. Формули для визначення параметрів зубчастого колеса.
4. Початкове, ділільне, основне коло зубчастого колеса.
5. Параметри евольвентного зачеплення.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7

### ПОБУДОВА ЕВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФІЛЮ ЗУБІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС МЕТОДОМ ОБКОЧУВАННЯ

**МЕТА РОБОТИ:** Ознайомлення з принципом утворення евольвентного профілю зубів під час виготовлення зубчастих коліс методом обкочування. Визначення впливу положення інструменту при нарізуванні колеса на його геометричні параметри. Закріплення знань з визначення параметрів зубчастих коліс зі зміщенням.

#### Виконання лабораторної роботи

1. Ознайомитися з роботою установки ТММ 42 для профілювання зубчастих коліс та її вихідними параметрами (рис. 7.1);

Описання лабораторної установки ТММ 42

Лабораторна установка для профілювання зубів (рис. 3.3) складається з нерухої основи 1, рухої каретки 2 і диска 7, що обертається. На диск закріплюється паперовий круг, який імітує заготовку нарізного зубчастого колеса. На каретці 2 гвинтами 3 закріплена зубчаста рейка 5, яку можна віддаляти або наближати до осі диска. Зміщення рейки визначається пошкалі 4. Каретка і диск зв'язані між собою гнучким дротом 6. Дріт охоплює диск по колу, діаметр якого дорівнює діаметру ділильного кола нарізного колеса. Такий зв'язок дозволяє відтворити рух обкочування (обгинання): при поступальному русі рейки диск обертається так, ніби в зачепленні з рейкою знаходиться вже готове зубчасте колесо. Для профілювання зубів зубчастого колеса необхідно.

а). Встановити каретку 2 у початкове положення. Для цього рукоятку 11 вільного ходу каретки повернути проти годинникової стрілки до упору і перемістити каретку з рейкою у крайнє праве положення. Потім рукоятку 11, а також важіль 8 зачеплення каретки з диском повернути за годинниковою стрілкою до упору.

б). Закріпити на диску 7 паперовий круг.

в). За допомогою гвинтів 3 встановити каретку у потрібне положення. Якщо риску 9 на рейці розташувати проти нульової відмітки шкали 4, то буде нарізане колесо без зміщення.

г). Загостреним олівцем обвести профілі усіх зубів і западин рейки, які знаходяться на паперовому крузі. Натиснути на важіль 10 вниз до упору; при цьому каретка дещо пересунеться вліво, а диск обернеться на кут 1–2°. Знов обвести олівцем профілі усіх зубів і западин. Повторювати ці операції до тих пір, поки каретка з рейкою не переміститься у крайнє ліве положення.

2. Зняти з лабораторної установки вихідні дані для нарізування колеса

Модуль	$m =$
Діаметр ділильного кола	$d =$
Кут профілю рейки	$\alpha = 20^\circ (\cos \alpha = 0,94, \operatorname{tg} \alpha = 0,36)$
Коефіцієнт висоти голівки зуба	$h_\alpha^* = 1.$

3. Обчислити основні параметри колеса без зміщення. Заповнити табл. 7.4.

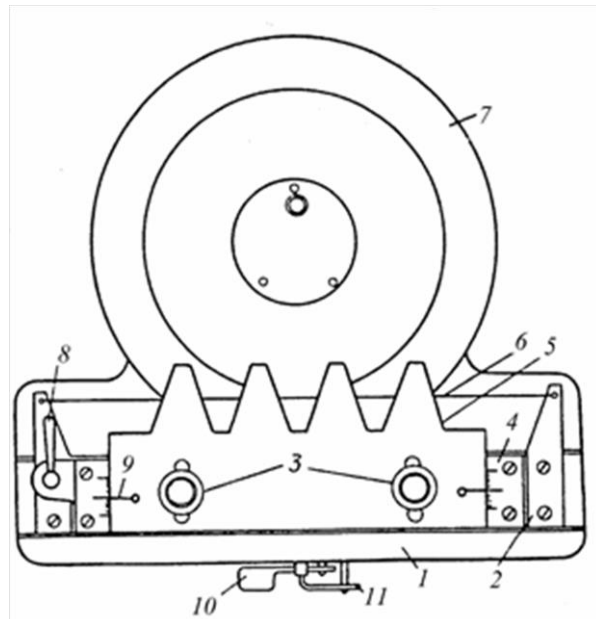


Рис. 3.3. Схема лабораторної установки ТММ 42 для профілювання зубів зубчастого колеса:

1 – нерухома основа; 2 – рухома каретка; 3 – гвинти закріплення; 4 – шкали; 5 – зубчаста рейка; 6 – гнучкий дріт; 7 – обертовий диск; 8 – важіль; 9 – риска на рейці, розташована проти нульової відмітки шкали; 10 – важіль; 11 – рукоятка



4. Обчислити основні параметри колеса з додатним зміщенням. Заповнити табл. 7.4.

5. Зняти з диска паперовий круг і описати на ньому циркулем кола діаметрами  $d$ ,  $d_b$ ,  $d_a$ ,  $d_f$ . Обміряти лінійкою параметри коліс без зміщення та зі зміщенням і порівняти їхні параметри між собою. Результати занести до табл. 7.5.

Таблиця 7.4

**Результати обчислення параметрів коліс**

Параметр	Колесо без зміщення	Колесо зі зміщенням
Число зубів	$z = d/m$	$z = d/m$
Коефіцієнт зміщення	–	$x = (17 - z)/17$
	–	
Зміщення рейки, мм	–	$b = x \cdot m$
	–	
Діаметр ділительного кола, мм	$d = m \cdot z$	$d = m \cdot z$
Діаметр основного кола, мм	$d_b = m \cdot z \cdot \cos\alpha$	$d_b = m \cdot z \cdot \cos\alpha$
Діаметр кола вершин, мм	$d_a = m \cdot (z + 2)$	$d_a = m(z + 2 + 2x)$
Діаметр кола западин, мм	$d_f = m \cdot (z - 2,5)$	$d_f = m(z - 2,5 + 2x)$
Крок по ділительному колу, мм	$p = \pi m$	$p = \pi m$
Крок по основному колу, мм	$p_b = \pi m \cos\alpha$	$p_b = \pi m \cos\alpha$
Товщина зуба по ділительному колу, мм	$s = \pi m / 2$	$S = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan\alpha \right)$
Ширина западини по ділительному колу, мм	$e = \pi m / 2$	$S = m \left( \frac{\pi}{2} - 2x \tan\alpha \right)$

Таблиця 3.5

Вимірюваний параметр	Колесо без зміщення	Колесо зі зміщенням
Товщина зуба по ділительному колу, мм	$s =$	$s =$
Ширина западини по ділительному колу, мм	$e =$	$e =$
Крок колеса по ділительному колу, мм	$p =$	$p =$
Товщина зуба по основному колу, мм	$s_e =$	$s_e =$
Крок колеса по основному колу, мм	$p_e =$	$p_e =$
Товщина зуба по колу вершин, мм	$s_a =$	$s_a =$

## Приклад виконання профілювання зубів колеса без зміщення та зі зміщенням

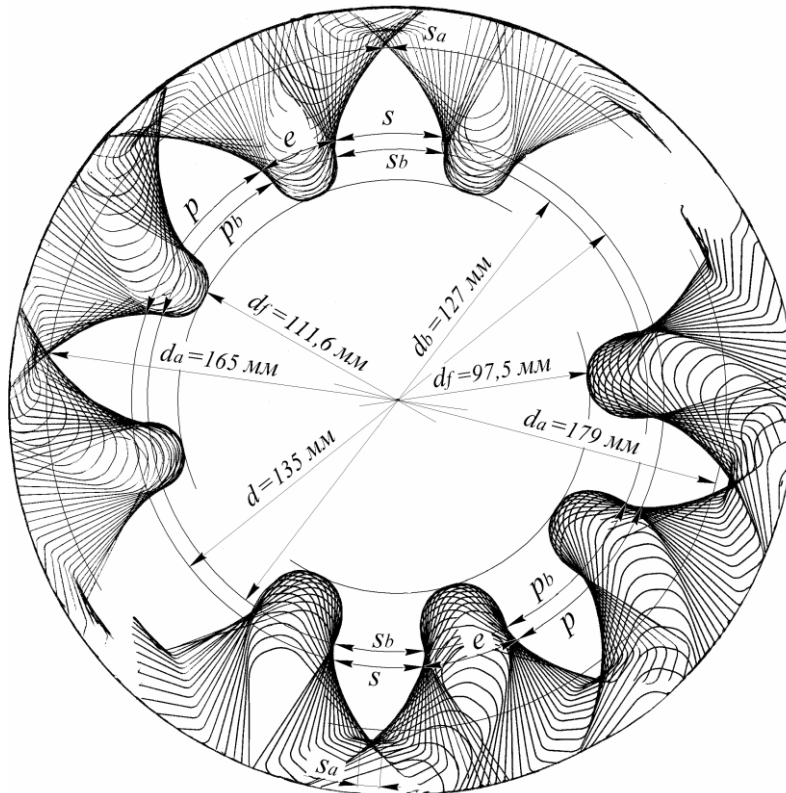


Рис. 7.3. Профілювання зубів колеса без зміщення та зі зміщенням

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для допуску до виконання та захисту лабораторної роботи

1. Евольвентний профіль зуба. Властивості евольвенти.
2. Геометричні параметри евольвентного циліндричного зубчастого колеса без зміщення.
3. Формули для визначення параметрів зубчастого колеса.
4. Початкове, ділильне, основне коло зубчастого колеса.
5. Параметри евольвентного зачеплення.
6. Методи нарізування зубчатих коліс.
7. Види корегованих зубчастих коліс
8. Висотна корекція та її властивості.
9. Кутова корекція та її властивості.
10. Явище підрізування та умови його виникнення.
11. Використання корегованих зубчатих коліс.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8

### ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

**МЕТА РОБОТИ:** Набуття практичних навичок складання схем зубчастих механізмів. Закріплення знань з визначення передаточних відношень зубчастих механізмів. Набуття навичок кінематичного дослідження зубчастих механізмів експериментальним методом.

#### Теоретичні відомості

Зубчасті колеса 1 і 2 зубчастої передачі у загальному випадку обертаються з різними кутовими швидкостями  $\omega_1$  і  $\omega_2$ . Відношення цих кутових швидкостей називається **передаточним відношенням** і позначається літерою  $u$  з відповідними індексами. Таким чином, величини  $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  і  $u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  являють собою передаточні відношення тієї ж самої передачі, але тільки у першому випадку рахунок ведеться від колеса 1 до колеса 2 ( $u_{12}$ ), а у другому – від колеса 2 до колеса 1 ( $u_{21}$ ). Передаточне відношення може бути від’ємним, тобто менше нуля ( $u_{12} < 0$ ), якщо колеса обертаються в різних напрямках. У цьому випадку зачеплення коліс називається **зовнішнім**. Якщо обидва колеса обертаються в одному напрямку, то передаточне відношення буде додатнім, тобто більше нуля ( $u_{12} > 0$ ). Такий випадок матиме місце при **внутрішньому зачепленні** коліс. При цьому менше зубчасте колесо механізму називають **шестірнею**, а більше – **колесом**. Зубчасті механізми з одним ступенем вільності називають **зубчастими передачами**.

#### Виконання лабораторної роботи

##### Завдання 1

1.1. Ознайомитися з роботою механізму, дослідити характер руху його ланок та визначити тип механізму.

1.2. Накреслити схему механізму, пронумерувати ланки і позначити зубчасті колеса. Визначити числа зубів зубчастих коліс.

1.3. Визначити передаточне відношення механізму. Результати записати до табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Схема механізму	Число зубів	Передаточне відношення механізму	Передаточне відношення, визначене експериментальним методом
	$z_1 =$  $z_2 =$	$u_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1} =$	$u_{12} = \frac{n_1}{n_2^*}$ $n_2^* = 1$

##### Завдання 2

2.1. Ознайомитися з роботою механізму, дослідити характер руху його ланок та визначити тип механізму.

2.2. Накреслити схему механізму, пронумерувати ланки і позначити зубчасті колеса. Визначити число зубів зубчастих коліс.

2.3. Визначити передаточне відношення механізму. Результати записати до табл. 8.2.

Таблиця 8.2

Схема механізму	Число зубів	Передаточне відношення механізму	Передаточне відношення, визначене експериментальним методом
	$z_1 =$  $z_2 =$	$u_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1} =$	$u_{12} = \frac{n_1}{n_2^*}$ $n_2^* = 1$

**Завдання 3**

3.1. Ознайомитися з роботою механізму, дослідити характер руху його ланок та визначити тип механізму.

3.2. Накреслити схему механізму, пронумерувати ланки і позначити зубчасті колеса. Визначити числа зубів зубчастих коліс.

3.3. Визначити передаточне відношення механізму. Результати записати до табл. 8.3.

Таблиця 8.3

Схема механізму	Число зубів	Передаточне відношення механізму	Передаточне відношення, визначене експериментальним методом
	$z_1 =$  $z_2 =$	$u_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1} =$	$u_{12} = \frac{n_1}{n_2^*}$ $n_2^* = 1$

**Завдання 4**

4.1. Побудувати двохступеневу передачу зі схем завдання 1 та 2 або 3.

4.2. Накреслити схему механізму, пронумерувати ланки і позначити зубчасті колеса.

4.3. Визначити передаточне відношення механізму. Результати записати до табл. 8.4.

Схема механізму	Число зубів	Передаточне відношення механізму
	$z_1 =$  $z_2 =$  $z'_2 =$  $z_3 =$	$u_{13} =$

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

**Питання для допуску до виконання та захисту лабораторної роботи**

1. Класифікація зубчастих передач. Передаточне відношення зубчастого механізму. Редуктор.
2. Мультиплікатор. Основні типи складних передач. Багатоступінчасті передачі. Передачі з проміжними колесами.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 9

### ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ

**МЕТА РОБОТИ:**

Набуття практичних навичок складання схем зубчастих механізмів. Закріплення знань з визначення передаточних відношень зубчастих механізмів. Набуття навичок кінематичного дослідження зубчастих механізмів експериментальним методом.

#### Теоретичні відомості

У техніці найбільш поширені одержали чотири схеми планетарних механізмів (рис. 9.1).

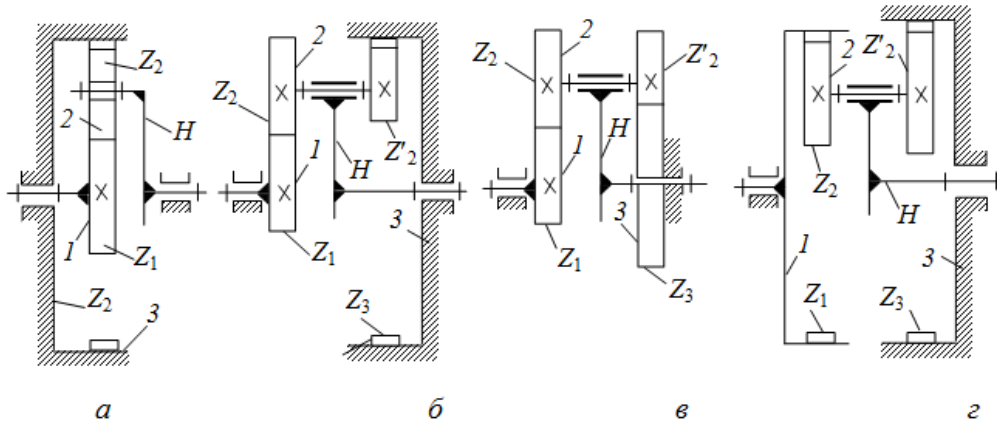


Рис. 9.1. Типові схеми планетарних механізмів:

*a* — з одинарним сателітом; *б* — з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленнями; *в* — з двома зовнішніми зачепленнями; *г* — з двома внутрішніми зачепленнями

Кожний планетарний механізм має один ступінь вільності і складається з чотирьох ланок: центрального рухомого колеса *1* ( $z_1$ ), сателіта *2* ( $z_2$ ), центрального нерухомого колеса *3* ( $z_3$ ) та водила *4*. Сателіти одинарні (рис. 9.1, *a*) або подвійні (рис. 9.1, *б, в, г*) входять у зачеплення одночасно з двома центральними колесами.

Під час кінематичного аналізу планетарних механізмів використовують метод обернення руху, за якого всім ланкам механізму задається додаткова частота обертання, протилежна за напрямком і така ж за величиною, як і частота водила *H*. Тоді водило *H* стає нерухомим. У результаті планетарний механізм перетворюється в зубчастий механізм із нерухомими осями коліс (обернений механізм) (рис. 9.2).

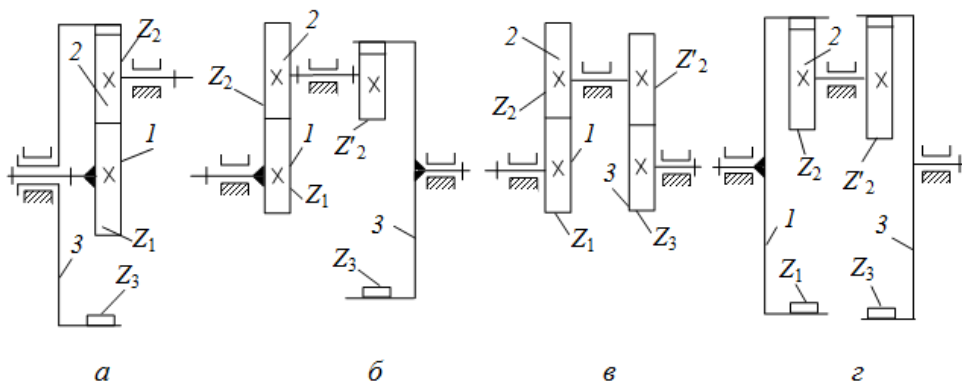


Рис. 9.2. Схеми обернених механізмів:

*a* — з проміжним зубчастим колесом; *б* — з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленнями; *в* — з двома зовнішніми зачепленнями; *г* — з двома внутрішніми зачепленнями

Якщо частоту обертання ланок *1*, *2*, *3* і *H* планетарного механізму (рис. 9.1) позначити відповідно через  $n_1, n_2, n_3 = 0, n_4$ , то в оберненому механізмі (рис. 9.2) ці ланки будуть мати частоту обертання відповідно:

$$(n_1 - n_H), (n_2 - n_H), (n_3 - n_H) = -n_H, (n_H - n_H) = 0.$$

Передачне відношення оберненого механізму від ланки *1* до ланки *3* позначимо через  $u_{13}^{(H)}$ :

$$u_{13}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{n_1 - n_H}{-n_H} = -\frac{n_1}{n_H} + 1 = -u_{1H} + 1,$$

тоді  $u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)}$ .

За цією формулою визначається передаточне відношення планетарних передач (рис. 9.1). Передаточне відношення оберненого механізму  $u_{31}^{(H)}$  визначається через відомі числа зубів коліс і підставляється у формулу зі своїм знаком. У загальному вигляді формула має вигляд  $u_{13}^H = u_{12}^H u_{23}^H$ . Для визначення передаточних відношень типових планетарних передач за наведеною формулою складемо таблицю.

**Формули для визначення передаточних відношень  
типових планетарних передач**

Передаточне відношення	Тип <i>a</i>	Тип <i>б</i>	Типи <i>в і г</i>
$u_{13}^{(H)}$	$-\frac{z_3}{z_1}$	$-\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$	$\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$
$u_{31}^{(H)}$	$-\frac{z_1}{z_3}$	$-\frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}$	$\frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}$
$u_{1H}$	$1 + \frac{z_3}{z_1}$	$1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$	$1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$
$u_{H1}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}}$

**Виконання лабораторної роботи**

**Завдання 1**

1.1. Ознайомитися з роботою механізму, дослідити характер руху його ланок та визначити тип механізму.

1.2. Накреслити схему механізму, пронумерувати ланки і позначити зубчасті колеса. Визначити число зубів зубчастих коліс.

1.3. Визначити передаточне відношення механізму. Результати записати до табл. 9.1.

Схема планетарної передачі

Схема оберненого механізму

*Таблиця 9.1*

Номери зубчастих коліс та число зубів коліс	Передаточне відношення оберненого механізму	Передаточне відношення планетарної передачі	Передаточне відношення, визначене експериментальним методом

## Завдання 2

2.1. Ознайомитися з роботою механізму, дослідити характер руху його ланок та визначити тип механізму.

2.2. Накреслити схему механізму, пронумерувати ланки і позначити зубчасті колеса. Визначити число зубів зубчастих коліс.

2.3. Визначити передаточне відношення механізму.

Схема планетарної передачі

Таблиця 9.2

Номери зубчастих коліс та число зубів коліс	Передаточне відношення оберненого механізму	Передаточне відношення планетарної частини	Передаточне відношення механізму

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для допуску до виконання та захисту лабораторної роботи

1. Планетарні механізми. Метод обернення руху.
2. Визначення передаточного відношення планетарних передач.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 10

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

**МЕТА РОБОТИ:** Засвоєння навички креслення схем плоских кулачкових механізмів. Набуття практичних навичок побудови діаграм положень штовхача кулачкових механізмів. Засвоєння методу побудови профілю кулачка за заданою діаграмою положень штовхача.

#### Виконання лабораторної роботи

1. Ознайомитися з лабораторною установкою (рис. 10.1), дослідити характер руху ланок механізму та визначити його тип.

2. Визначити основні розміри механізму, необхідні для побудови діаграми положень штовхача і профілю кулачка.

#### Основні розміри механізму

Ексцентриситет  $e =$   
 Найменша координата центра ролика штовхача  $x_0 =$   
 Найменший кут відхилення обертового штовхача,  $\psi_0 =$   
 Радіус ролика  $r = 12,5$  мм  
 Довжина обертового штовхача  $\ell =$   
 Міжосьова відстань (для механізмів з обертальним рухом штовхача)  $L =$

3. Виконати обертання механізму та визначити переміщення штовхача при різних кутах повороту кулачка. Результати занести до табл. 10.1.

4. Побудувати діаграму положень штовхача (рис. 10.2) та визначити величини фазових кутів повороту кулачка. Побудову починати з відкладання величини  $x_0$  чи  $\psi_0$  на осі  $X$ .

5. За одержаною діаграмою положень штовхача побудувати еквідистантну криву та профіль кулачка.

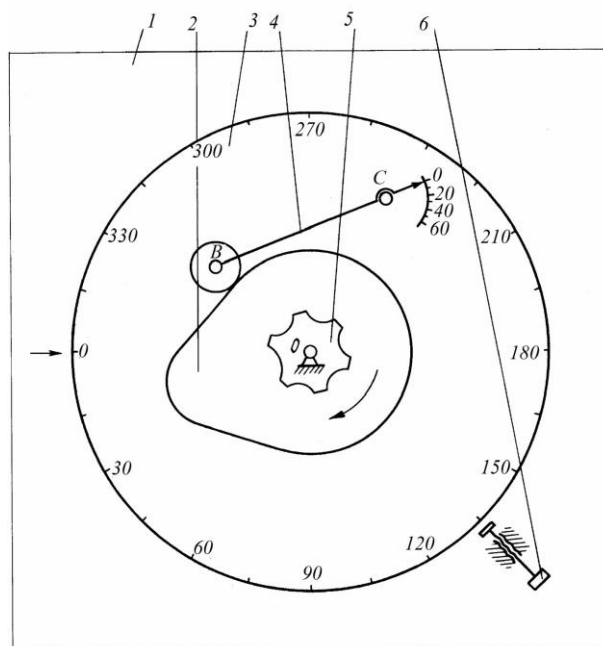


Рис. 10.1. Лабораторна установка:  
 1 – основа; 2 – кулачок; 3 – рухомо закріплений диск, який має спільну вісь обертання з кулачком (точка  $O$ );  
 4 – штовхач; 5, 6 – стопори

Таблиця 10.1

Кут повороту кулачка $\varphi$ , град.			0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Переміщення штовхача $\Delta x$ , мм або $\Delta \psi$ , град.												
100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350



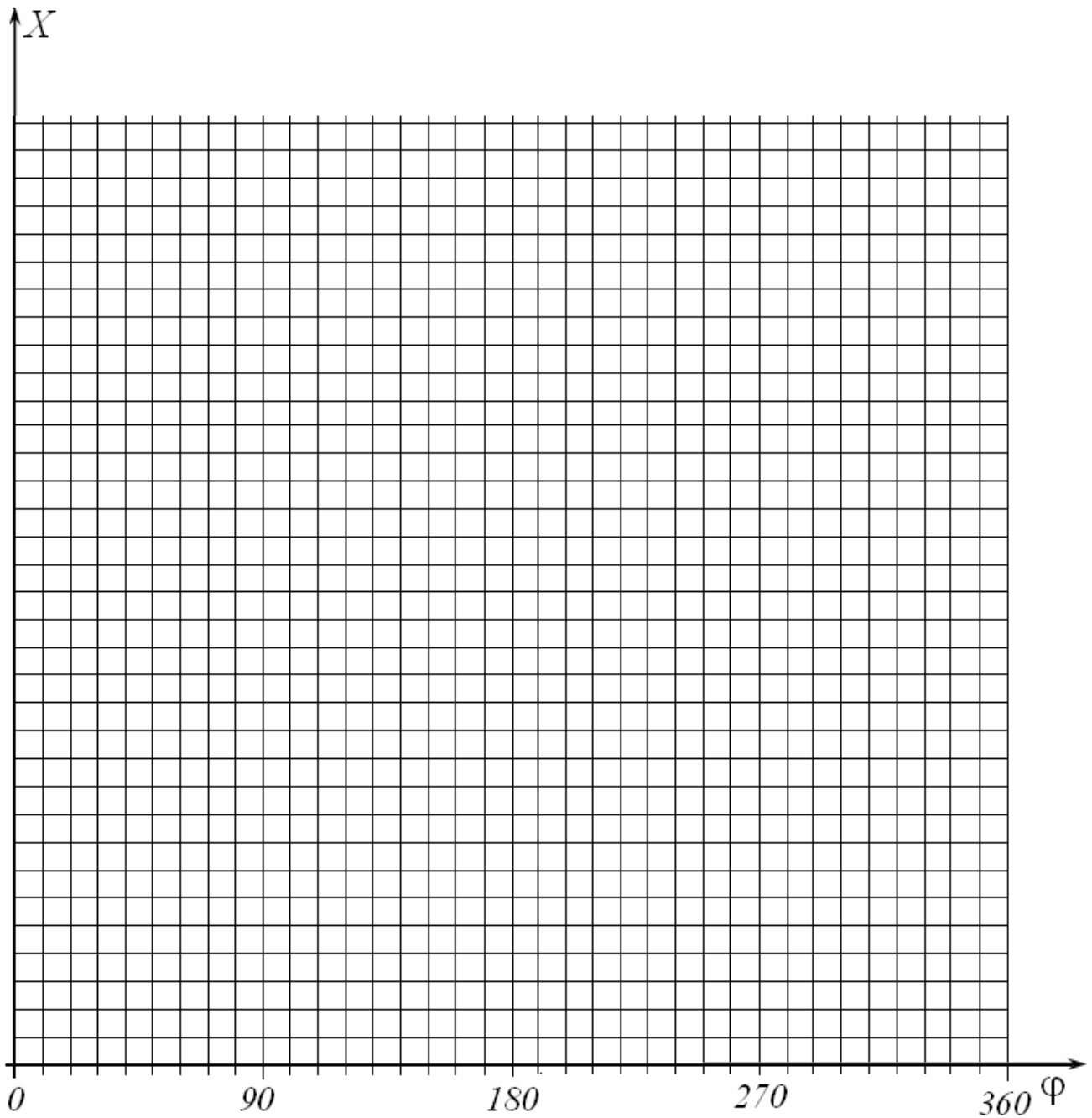


Рис. 10.2. Діаграма положень штовхача

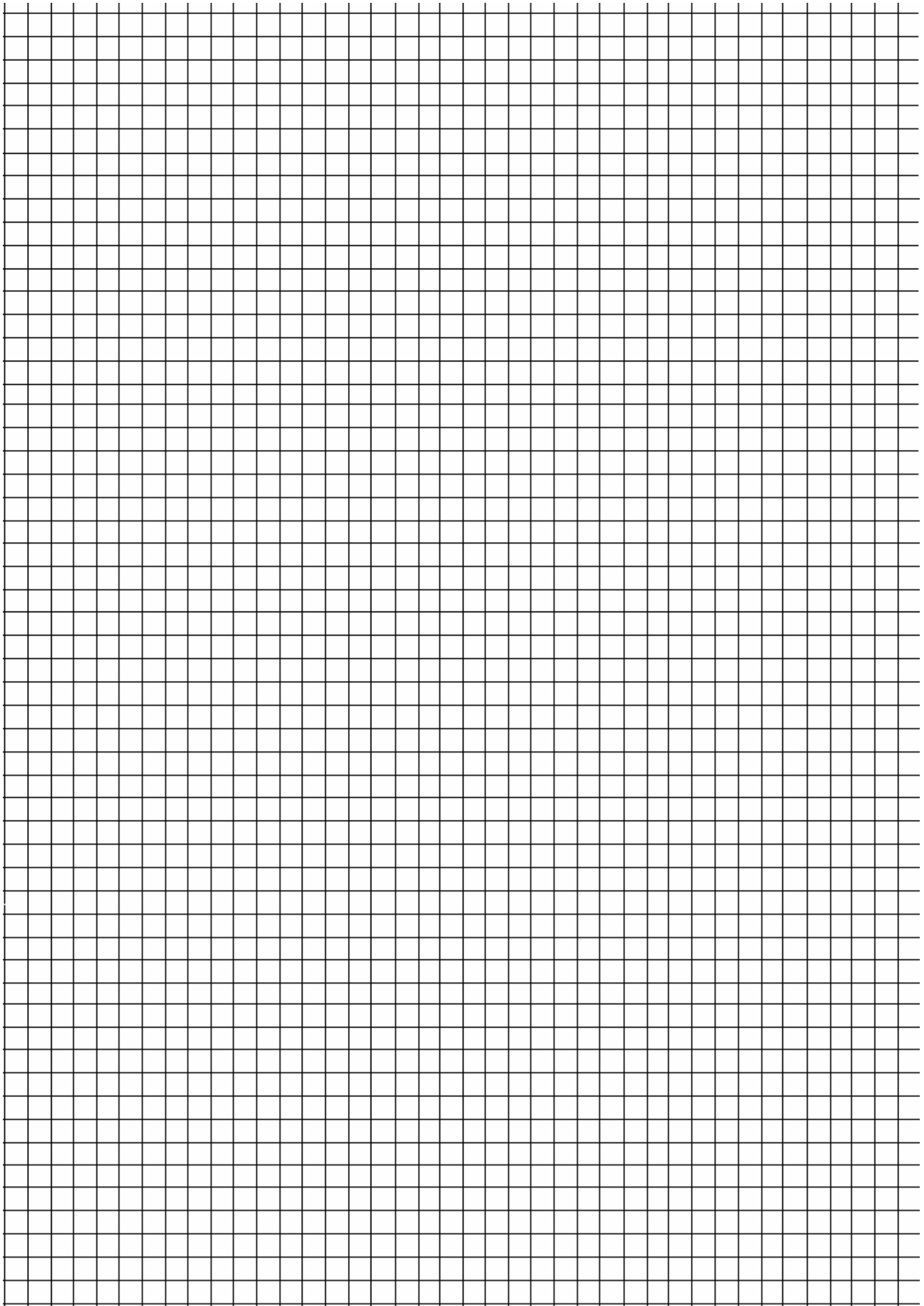
**Фазові кути повороту кулачка**

1. Кут віддалення  $\varphi_1 =$
2. Кут верхнього стояння  $\varphi_2 =$
3. Кут наближення  $\varphi_3 =$
4. Кут нижнього стояння  $\varphi_4 =$

Дата виконання лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Оцінка захисту лабораторної роботи \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_



### Питання для допуску до виконання та захисту лабораторної роботи

1. Кулачкові механізми. Переваги та недоліки.
2. Замикання кінематичної пари 2-го роду в кулачковому механізмі.
3. Класифікація кулачкових механізмів.
4. План кулачкового механізму. Діаграма положень штовхача. Метод обернення руху.
5. Побудова планів кулачкового механізму і діаграм положень штовхача для основних типів кулачкових механізмів.
6. Вибір радіуса ролика та кута тиску в кулачкових механізмах. Вибір закону руху штовхача.

### *Додаток 1*

### **ПРАВИЛА ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ**

1. Лабораторні роботи виконуються у спеціалізованих лабораторіях кафедри машинознавства під керівництвом викладача.
2. Студент готується до виконання лабораторної роботи вдома під час самостійної роботи.
3. У цьому виданні студент знаходить відповідну роботу, за лекціями готує її теоретичну частину та ознайомлюється з порядком виконання роботи.
4. До виконання лабораторної роботи студент допускається за умови, що він:
  - а) має із собою конспект лекцій та лабораторний практикум або підготовлений протокол (з вписаними розрахунковими формулами, схемами тощо), необхідні технічні засоби (олівець, лінійка, циркуль, калькулятор тощо);
  - б) знає та може пояснити теоретичний матеріал за темою лабораторної роботи, методику проведення роботи та опрацювання результатів.
5. Контроль підготовленості студентів до виконання лабораторної роботи проводиться шляхом їх опитування на початку заняття. Не підготовлені студенти до виконання лабораторної роботи не допускаються.
6. Під час виконання лабораторної роботи студент оформлює протокол за встановленою формою і подає на перевірку викладачеві. За результатами перевірки викладачем робиться відмітка у протоколі про допуск до захисту.
7. Захист лабораторної роботи відбувається у формі співбесіди або шляхом тестування наприкінці лабораторного заняття або на консультації. У разі отримання студентом позитивної оцінки, вона заноситься до протоколу лабораторної роботи за підписом викладача.
8. У разі повторного захисту лабораторної роботи максимальна оцінка за роботою знижується на один бал.
9. Студент допускається до виконання наступних лабораторних робіт за умови захисту попередніх робіт.
10. Відпрацювання пропущених лабораторних робіт проводиться згідно з окремим розкладом, про що робиться відповідний запис у протоколі відпрацьованої роботи. Після оформлення протоколу студент захищає відпрацьовану лабораторну роботу в установленому порядку.
11. Оцінки, отримані студентом за кожну лабораторну роботу, входять як складова до поточних модульних рейтингових оцінок засвоєння навчального матеріалу кожного модуля курсу «Теорія механізмів і машин».
12. Студенти, які не здали лабораторні роботи, передбачені програмою курсу, не допускаються до модульного та семестрового контролів рівня засвоєння навчального матеріалу.
13. До екзамену (заліку) з дисципліни допускаються тільки ті студенти, які виконали усі попередні види навчальної роботи, визначені робочою навчальною програмою дисципліни, та отримали позитивні (за національною шкалою) підсумкові модульні рейтингові оцінки за кожен з модулів.