

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет водного господарства та  
природокористування  
Навчально-науковий механічний інститут  
Кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки  
та машинознавства



**02-05-161М**

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до лабораторних занять з навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Створення та експлуатація машин і обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання



Рекомендовано  
науково-методичною  
радою з якості ННМІ  
Протокол № 4  
від 31 грудня 2024 р.

Рівне – 2025

Методичні вказівки до лабораторних занять з навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Створення та експлуатація машин і обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Стрілець О. Р., Похильчук І. О. – Рівне : НУВГП, 2025. – 32 с.

Укладачі: Стрілець О. Р., кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства; Похильчук І. О., кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Відповідальний за випуск: Козяр М. М., доктор педагогічних наук, доцент, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства.

Керівник групи забезпечення спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

Тхорук Є. І.

### **З М І С Т**

Вступ.....	3
Лабораторна робота №1.....	3
Лабораторна робота №2.....	7
Лабораторна робота №3.....	12
Лабораторна робота №4.....	15
Лабораторна робота №5.....	20
Лабораторна робота №6.....	22
Лабораторна робота №7.....	25
Лабораторна робота №8.....	28
Література.....	32

© О. Р. Стрілець,  
І. О. Похильчук, 2025  
© Національний університет  
водного господарства та  
природокористування, 2025

## **ВСТУП**

Прискорення соціально-економічного розвитку держави вимагає формування спеціалістів з глибокими теоретичними знаннями та всебічною практичною підготовкою. Вирішенню цієї проблеми допомагає вивчення теорії механізмів і машин і в значній мірі лабораторний практикум по цій дисципліні.

Виконання лабораторних робіт з курсу «Теорія механізмів і машин» дозволяє поглибити та закріпити теоретичний матеріал, а також отримати практичні навички використання експериментальних методів вимірювання параметрів механізмів, самостійного аналізу та оптимального синтезу.

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин» призначені для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання.

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів під час підготовки до лабораторних робіт та їх виконання; повністю відповідають ОПП «Створення та експлуатація машин і обладнання».

### ***ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1***

#### ***СКЛАДАННЯ СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ І ПРОВЕДЕННЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ***

***Мета роботи:*** Набути навичок у складанні структурної схеми механізму на основі його фізичної моделі, а також у проведенні структурного аналізу даного механізму за класифікацією Л.В.Ассура – І.І. Артоболевського.

#### ***ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ***

Щоб скласти структурну схему досліджуваного механізму, необхідно визначити кількість ланок і кінематичних пар, визначити види рухів ланок, їх функціональне призначення, і назву. За кількістю відносних рухів між ланками в кінематичних парах визначити класи останніх.

Для виконання цієї роботи необхідно засвоїти наступні поняття: *механізм, ланка механізму, кінематична пара, елементи кінематичної пари, нижчі і вищі кінематичні пари, кінематичний ланцюг, група*

*Ассура*. Необхідно знати, чим відрізняються деталь і ланка, а також такі поняття: *стояк, кривошип, шатун, повзун, коромисло, куліса, ковзаючий камінь*.

Слід засвоїти, що плоский механізм з нижчими парами утворюється послідовним приєднанням до однієї або декількох ведучих ланок кінематичних ланцюгів з нульовою рухомістю (*груп Ассура*). Структурний аналіз механізму полягає у виділенні ведучих ланок і структурних груп з дотриманням порядку їх приєднання при утворенні механізму, причому слід чітко засвоїти, що від'єднання груп Ассура проводиться в порядку, протилежному утворенню механізму, тобто, починається з кінцевої групи Ассура.

Для проведення структурного аналізу механізму необхідно скласти його структурну схему. *Структурна схема* механізму – умовне зображення ланок та кінематичних пар, що утворюють механізм. Вона відрізняється від *кінематичної схеми* тим, що її креслять без масштабу і зазначення розмірів ланок, а кінематичні пари і ланки зображують умовно, згідно *ГОСТ 2.770-68*. При вивченні питання про класифікацію кінематичних пар, необхідно звернути увагу на те, що *клас* тієї чи іншої кінематичної пари визначається *числом умов зв'язку*. Так, наприклад кінематичні пари *п'ятого класу* накладають п'ять умов зв'язку на відносний рух ланок і допускають одну ступінь вільності – це *обертальні* або *поступальні* пари. Кінематичні пари *четвертого класу* накладають чотири умови зв'язку і допускають дві ступені вільності.

Кінематичні пари п'ятого класу в плоских механізмах завжди *нижчі*, а кінематичні пари четвертого класу – майже завжди *вищі*.

При цьому дві ланки, що утворюють вищу кінематичну пару, можна замінити трьома ланками, які сполучені між собою двома нижчими парами, тобто на заміну однієї вищої кінематичної пари вводимо додатково одну ланку і дві нижчі кінематичні пари.

*Завдання* структурного аналізу механізмів полягав в тому, щоб з'ясувати їх будову, що може виявитися корисним для вибору методів кінематичного або кінетостатичного аналізу механізму, а також для визначення порядку переходу від одних його точок до інших під час кінематичного аналізу та в інших випадках.

Під час структурного аналізу складного механізму слід мати на увазі послідовність утворення механізму за методом Ассура, а розкладення механізму на групи Ассура і вихідний механізм починають, як уже вказувалось раніше, з групи, яку повинні були приєд-

нувати до решти ланок кінематичного ланцюга в останню чергу.

*Група Ассура* – це кінематичний ланцюг з нульовою рухомістю.

Рухомість механізму, до складу якого входять лише кінематичні пари  $p$ 'ятого класу, можна визначити за формулою

$$W = 3n - 2p_5. \quad (1.1)$$

Тобто якщо  $W = 0$ , то це і буде група Ассура. Підставивши це значення у формулу (1.1),  $3n - 2p_5 = 0$ , звідки випливає  $n = \frac{2}{3} p_5$ .

З останнього виразу неважко вияснити, що група Ассура може складатися з двох ланок і трьох кінематичних пар, або чотирьох ланок і шести кінематичних пар і т.п.

Групи, які складаються з двох ланок і трьох кінематичних пар називають двоповодковими і відносять до *II класу*. Групи, які в своєму складі мають трикутні або чотирикутні контури відносять відповідно до *III* та *IV класів* і т.д.

*Порядок* груп Ассура визначається кількістю вільних повідків.

Групи Ассура *II класу* діляться на 5 видів: в залежності від співвідношення обертальних та поступальних кінематичних які входять в дану групу Ассура.

*Клас механізму* визначається *найвищим* класом групи Ассура, яка входить в цей механізм.

Ступінь рухомості плоского механізму визначається за формулою *П.Л.Чебишева*

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.2)$$

де  $n$  – число рухомих ланок;  $p_4$  і  $p_5$  – відповідно, число кінематичних пар четвертого і  $p$ 'ятого класів.

*Механізм I класу* – це ведуча ланка зі стояком.

## **ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Оглянути модель механізму, встановити характер відносного руху ланок. За виглядом відносних рухів кожної пари спряжених ланок визначити клас і вид всіх кінематичних пар.

2. Накреслити структурну схему механізму. Пронумерувати ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначити, великими буквами латинського алфавіту.

3. Скласти перелік усіх ланок і кінематичних пар, що входять в механізм і визначити їх назву, клас і вид; результати досліджень

занести в табл. 1.1 і 1.2.

4. Визначити за формулою *П.Л.Чебишева* ступінь рухомості механізму, виключивши, якщо є, зайві рухомості та пасивні умови зв'язку.

5. Зобразити окремо всі структурні одиниці механізму (групи Ассура та механізм *I класу*) в порядку їх від'єднання від механізму, зберігши нумерацію ланок і пар, прийняту на структурній схемі механізму.

6. Зробити висновки про клас, порядок і вид кожної групи Ассура (результати занести в табл. 1.3), а також про клас механізму в цілому.

Таблиця 1.1

<b>Назва ланок</b>	
<i>Номер ланки</i>	<i>Назва ланки</i>
0	
1	
2	
3	
4	
5	

Таблиця 1.2

<b>Класифікація кінематичних пар</b>			
<i>Номер ланок, які створюють кінематичні пари</i>	<i>Зображення кінематичної пари</i>	<i>Клас і вид пари</i>	<i>Вища чи нижча</i>

**Класифікація структурних одиниць**

<i>Зображення структурних одиниць</i>	<i>Клас</i>	<i>Вид</i>	<i>Порядок</i>

**ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2****ПОБУДОВА ПЛАНІВ ШВИДКОСТЕЙ ТА ПРИСКОРЕНЬ ПЛОСКОГО  
МЕХАНІЗМУ**

**Мета роботи:** Набути навички у побудові планів швидкостей та прискорень для плоского механізму.

**ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ**

*План швидкостей* – це багатокутник, який складається з векторів швидкостей характерних точок механізму, що виходять із однієї точки – полюса. Вони дають можливість визначати напрямок та величину *лінійних швидкостей* всіх точок механізму та *кутових швидкостей* всіх ланок механізму в конкретному положенні.

*Полюс* – це точка на плані швидкостей  $p_v$  (див. *рис.2.1, б*), в якій всі швидкості дорівнюють нулю.

Принцип побудови плану швидкостей полягає в тому, що кожна точка плоского механізму виконує плоско-паралельний рух і, відповідно, її сумарна швидкість складається з переносної та відносної. Наприклад, при русі точки  $K$  відносно точки  $M$  векторне рівняння для швидкості точки  $K$  буде мати вигляд:

$$\vec{v}_K = \vec{v}_M + \vec{v}_{KM}. \quad (2.1)$$

Для побудови плану швидкостей плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої (ведучих) ланки механізму, довжини ланок механізму та пам'ятати правило додавання векторів і те, що вектор

відносної швидкості точки направлений перпендикулярно радіусу обертання.

Знаючи, наприклад, кутову швидкість ведучої ланки (див. *рис.2.1, а*, ланка *l*) для точки *A* можемо записати:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{AO_1}, \quad (2.2)$$

де  $\vec{v}_{O_1} = 0$ , а  $v_{AO_1} = \omega_1 l_{AO_1}$ ,  $\vec{v}_{AO_1} \perp O_1A$ ;

де  $\omega_1$  – кутова швидкість ведучої ланки *l*, рад/с;  $l_{AO_1}$  – довжина ведучої ланки *l*, м.

Визначивши масштабний коефіцієнт  $\mu_v$  плану швидкостей проводимо побудову плану швидкостей із полюса.

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a}, \quad (2.3)$$

де  $p_v a$  – довжина на плані швидкостей вектора швидкості  $\vec{v}_A$ , мм (вибирається довільною).

Для визначення швидкості точки *B* складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}, \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{BO_2}. \end{cases} \quad (2.4)$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості точки *B*. Із точки *a* перпендикулярно ланці *AB* проводимо промінь до перетину з променем перпендикулярним до ланки *BO<sub>2</sub>*, проведеним із полюса, так як  $\vec{v}_{O_2} = 0$ .

Величину зображення вектора  $p_v c$  визначимо із пропорції:

$$\frac{p_v b}{p_v c} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_v c = p_v b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.5)$$

Вектор швидкості точки *D* знаходимо аналогічно точці *B*:

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}, \\ \vec{v}_D = \vec{v}_0 + \vec{v}_{D0}. \end{cases} \quad (2.6)$$

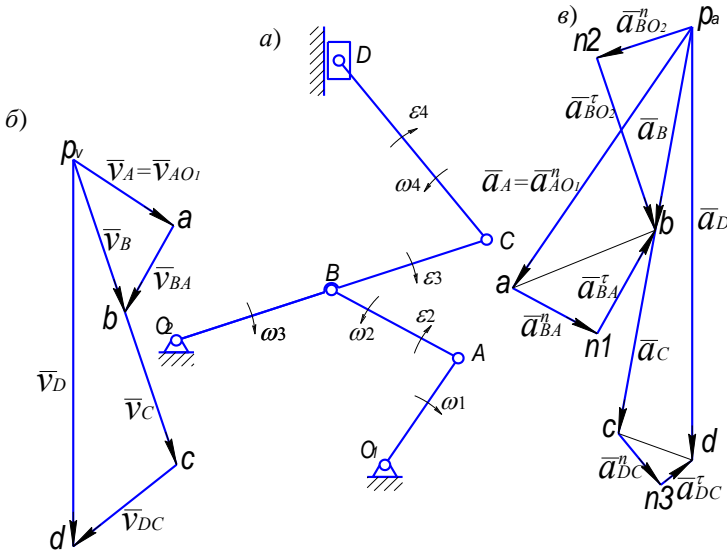
де  $\vec{v}_0 = 0$  – швидкість стояка (направляючої).

Щоб знайти швидкість будь-якої точки механізму потрібно відповідний відрізок розбити у необхідному співвідношенні і сполучити отриману



точки з полюсом. Цей вектор і буде сумарною швидкістю цієї точки. Помноживши його довжину на масштабний коефіцієнт плану швидкостей, отримуємо величину швидкості.

### Схема механізму та плани швидкостей і прискорень



**Рис.2.1.**

*a* – схема механізму; *б* – план швидкостей; *в* – план прискорень.

Кутова швидкість ланки визначається за формулою:

$$\omega = \frac{v_{oid}}{l}, \tag{2.7}$$

де  $v_{oid}$  – відносна швидкість точки, м/с;  $l$  – радіус обертання (довжина ланки), м. Напрямок  $\omega$  співпадає з напрямком  $\vec{v}_{oid}$ .

План прискорень – це багатокутник, який складається з векторів прискорень характерних точок механізму, що виходять із однієї точки – полюса  $p_a$  (див. рис.2.1, в). Вони дають можливість визначати напрямок та величину лінійних прискорень всіх точок механізму та кутових прискорень всіх ланок механізму в конкретному положенні.

Принцип побудови плану прискорень аналогічний принципу побудови плану швидкостей. Для наведеного прикладу, при русі точки

$K$  відносно точки  $M$  векторне рівняння для прискорення точки  $K$  буде мати вигляд:

$$\vec{a}_K = \vec{a}_M + \vec{a}_{KM}^n + \vec{a}_{KM}^r, \quad (2.8)$$

Для побудови плану прискорень плоского механізму необхідно знати *закон руху* ведучої (ведучих) ланки механізму, довжини ланок механізму та пам'ятати правило додавання векторів і те, що вектор тангенціального прискорення направлений перпендикулярно радіусу обертання (тобто перпендикулярно нормальному прискоренню).

Знаючи, наприклад, кутову швидкість ведучої ланки (див. *рис.2.1*, ланка  $I$ ) для точки  $A$  можемо записати:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_1} + \vec{a}_{AO_1}^n + \vec{a}_{AO_1}^r, \quad (2.9)$$

де  $\vec{a}_{O_1} = \vec{a}_{AO_1}^r = 0$ , а  $a_{AO_1}^n = \omega_1^2 l_{AO_1}$ ,  $\vec{a}_{AO_1}^n \parallel AO_1$  і направлений від точки  $A$  до точки  $O_1$ .

Визначивши *масштабний коефіцієнт*  $\mu_a$  плану прискорень проводимо побудову плану швидкостей із полюса.

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a}, \quad (2.10)$$

де  $p_a a$  – довжина на плані прискорень вектора прискорення  $\vec{a}_A$ , мм (вибирається довільно).

Для визначення прискорення точки  $B$  складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^r. \end{cases} \quad (2.11)$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора прискорення точки  $B$ . Із точки  $a$  плану прискорень паралельно ланці  $AB$  відкладаємо (в напрямку від точки  $B$  до точки  $A$ ) зображення вектора нормального прискорення  $\vec{a}_{BA}^n$  – відрізок  $an_1$ , попередньо визначивши його величину. Для цього визначаємо дійсну величину прискорення

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}} \text{ і величину його зображення на плані прискорень}$$

$an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$ . Перпендикулярно вектору прискорення  $\vec{a}_{BA}^n$  проводимо промінь (через точку  $a$ ) до перетину з променем перпендикулярним до

вектора прискорення  $\vec{a}_{BO_2}^n$  (його побудову проводимо аналогічно  $\vec{a}_{BA}^n$ ), який виходить із полюса, так як  $\vec{a}_{O_2} = 0$ .

Величину вектора  $p_a c$  визначимо із пропорції:

$$\frac{p_a b}{p_a c} = \frac{l_{BO_2}}{l_{CO_2}} \Rightarrow p_a c = p_a b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}. \quad (2.12)$$

Вектор прискорення точки  $D$  знаходимо аналогічно точці  $B$ :

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^r, \\ \vec{a}_D = \vec{a}_0 + \vec{a}_{D0}^n + \vec{a}_{D0}^r, \end{cases} \quad (2.13)$$

де  $\vec{a}_0 = 0$  – прискорення стояка (направляючої),  $\vec{a}_{D0}^n = 0$  – нормальне прискорення точки  $D$  відносно стояка (рівне нулю так як радіус її обертання рівний нескінченності).

Щоб знайти прискорення будь-якої точки механізму потрібно відповідний відрізок розбити у необхідній пропорції і сполучити отриману точку з полюсом. Цей вектор і буде сумарним прискоренням точки. Помноживши його довжину на масштабний коефіцієнт плану прискорень, отримаємо величину прискорення.

Кутове прискорення ланки визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{a^r}{l}. \quad (2.14)$$

Напрямок  $\varepsilon$  співпадає з напрямком  $\vec{a}^r$ .

## **ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Оглянути модель механізму, встановити характер відносного руху ланок.

2. Накреслити структурну схему механізму. Пронумерувати ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначити, великими буквами латинського алфавіту.

3. Задатися напрямком обертання ведучої ланки механізму.

4. В довільному масштабі побудувати план швидкостей для заданого механізму, паралельно записуючи необхідні векторні рівняння.

5. В довільному масштабі побудувати план прискорень для заданого механізму, паралельно записуючи необхідні векторні

рівняння.

6. Зробити висновки.

### **ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3**

#### **ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС**

**Мета роботи:** Експериментально-розрахунковим шляхом визначити крок  $p$ ; модуль  $m$ ; діаметри кіл: вершин  $d_a$ , початкового  $d_0$ , ділильного  $d_w$ , основного  $d_g$ , западин  $d_f$ ; висоти головки  $h_a$  і ножки  $h_f$  зуба; висоту зуба  $h$ .

#### **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ**

Крок і модуль зачеплення можна визначити виходячи із наступних властивостей евольвенти (рис.3.1):

– загальна нормаль  $NN$  до різнойменних евольвентних профілів зубців зубчастого колеса являється також і дотичною до основного кола колеса;

– довжини відрізків  $AB$  і  $AC$  загальної нормалі  $NN$  відповідно рівняються довжинам дуг  $A_0B_0$  і  $A_0C_0$ , основного кола.

Звідси виходить, що охопивши губками штангенциркуля спершу  $n$ , а потім  $n+1$  зубців колеса, вимірюють довжини відрізків  $l_n$  і  $l_{n+1}$ , які рівні відповідно дугам  $A_0B_0$  і  $A_0C_0$  основного кола. Різниця довжин цих дуг дорівнює кроку  $p_g$  на основному колі:

$$p_g = l_{n+1} - l_n. \quad (3.1)$$

З другої сторони основний крок  $p_g$  можна визначити за формулою:

$$p_g = p_t \cos \alpha_w = \pi m_t \cos \alpha_w, \quad (3.2)$$

де  $p_t$  – коловий крок зубців, мм.

Із рівностей (3.1) і (3.2) знаходимо коловий модуль зубців

$$m_t = \frac{p_t}{\pi \cos \alpha_w} = \frac{l_{n+1} - l_n}{\pi \cos \alpha_w}. \quad (3.3)$$

Для циліндричних прямозубих коліс  $m_t = m_n$ .

Для нормального (нульового) евольвентного зачеплення  $d_0 = d_w$  (діаметр початкового кола рівний діаметру ділильного кола), кут зачеплення  $\alpha_w = 20^\circ$ .

Число зубців  $n$ , які підлягають охопленню, вибирають в залежності від числа зубців  $z$  на досліджуваному колесі з табл.3.1.

Таблиця 3.1

Залежність  $n = f(z)$

$z$	12- 18	19- 27	28- 36	37- 45	46- 54	55- 63	64- 72	73- 81
$n$	2	3	4	5	6	7	8	9

Число зубців колеса  $z$  визначається безпосередньо підрахунком.

### Схема до визначення параметрів зубчастого колеса

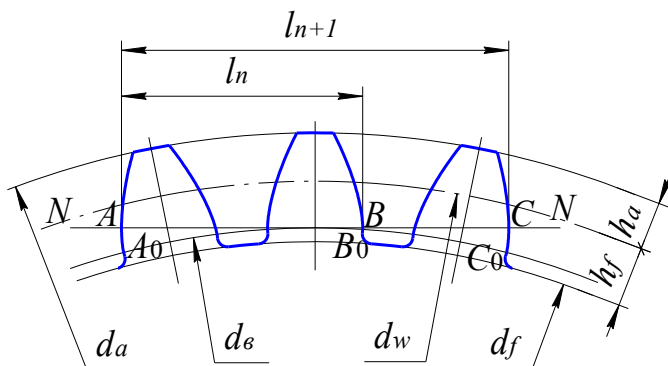


Рис.3.1.

Коловий модуль можна визначити також за формулою:

$$m_t = \frac{d_a}{z + 2}, \quad (3.4)$$

де  $d_a$  – діаметр кола вершин зубчастого колеса (вимірюється штангенциркулем).

Із-за неточності виготовлення колеса і похибки вимірювання, значення  $m_t$  підраховані за формулами (3.3) і (3.4), можуть в незначній мірі відрізнятися одне від одного. За обчисленими величинами

$m_t$  приймають стандартний модуль  $m_n$  згідно ГОСТ 9563-60.

### ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підрахувати число зубців  $z$  колеса.
2. Визначити (див. табл.3.1) число зубців  $n$  для охоплення штангенциркулем при вимірюванні загальної нормалі.
3. Заміряти (тричі) штангенциркулем довжини відрізків  $l_n$  і  $l_{n+1}$  загальної нормалі  $MN$  і підрахувати їх середнє значення.
4. Визначити модуль зачеплення  $m_t$  за формулою (3.3).
5. Заміряти (тричі) діаметр вершин зубців колеса  $d_a$  і визначити його середнє значення.
6. Визначити модуль зачеплення  $m_t$  за формулою (3.4).
7. За обчисленими величинами  $m_t$  прийняти стандартний модуль  $m_n$  згідно ГОСТ 9563-60.
8. Результати досліджень занести в табл.3.2.
9. Зробити висновки.

Примітка: рис.3.1 залежний від числа зубів колеса, що досліджується.

Таблиця 3.2

#### Результати вимірювань і розрахунків

Число зубів колеса $z =$							
Число зубів, які підлягають обхвату штангенциркулем $n =$							
Вимірювані величини	№ виміру			Середнє значення величин	$m_t, мм$	$m_n, мм$	
	1	2	3				
$l_n, мм$							
$l_{n+1}, мм$							
$d_a, мм$							
$p_n$	$d_w$	$d_e$	$d_a$	$d_f$	$h_a$	$h_f$	$h$

$$p_n = \pi m_n, \quad d_w = m_n z, \quad d_e = d_w \cos \alpha_w, \quad d_a = d_w + 2m_n, \quad d_f = d_w - 2,5m_n,$$

$$h_a = m_n, h_f = 1,25m_n, h = h_a + h_f.$$

## **ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4**

### **КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ З НЕРУХОМИМИ І РУХОМИМИ ОСЯМИ**

**Мета роботи:** Ознайомитися з різними видами зубчастих механізмів з нерухомими та рухомими осями; навчитися складати кінематичні схеми по реальних зубчастих механізмах та їх моделях і визначати передаточні відношення.

### **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ**

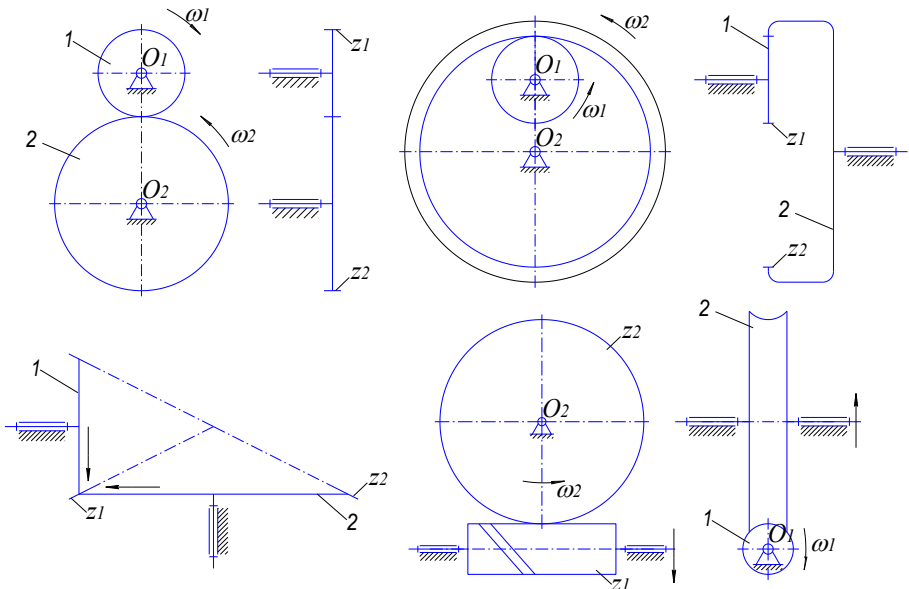
У вантажопідійомних, транспортуючих, будівельних, дорожніх, меліоративних та інших машинах для забезпечення передачі обертального руху від двигуна до робочого органа із зміною параметрів обертання, широко застосовуються зубчасті механізми. Такі механізми називаються механізмами передач (див. *рис.4.1, 4.2 і 4.3*). Найпростішим механізмом передачі є трьохланковий механізм, який складається зі стояка і двох рухомих ланок, які входять в дві обертальні п'ятого та одну четвертого класу кінематичні пари (див. *рис.4.1*)

Для забезпечення необхідних параметрів обертання частіше використовуються більш складні механізми передач (див. *рис.4.2 і 4.3*).

По взаємному розміщенню осей, механізми з нерухомими осями бувають: з паралельним розміщенням осей (механізми з циліндричними колесами, *рис.4.1, а і б*); осі перетинаються (механізми з конічними колесами, *рис.4.1, в*); осі перехрещуються (черв'ячна передача, *рис.4.1, г*). Механізми з паралельними осями обертання коліс називаються плоскими (див *рис.4.1, а і б*), а з осями, що перетинаються або перехрещуються – просторовими, (див *рис.4.1, в і г*). Зубчасті механізми бувають з зовнішнім (*рис.4.1, а*) та внутрішнім зачепленням (*рис.4.1, б*).

На *рис.4.2* наведені зубчасті механізми з рухомими осями планетарні (*рис.4.2, а*) та диференціальні (*рис.4.2, б*). Такі механізми мають зубчасті колеса – сателіти з рухомими у просторі геометричними осями. Вони складаються із центрального 1 і опорного 3 зубчастих коліс, сателітів 2 і 2' та рухомої ланки – водила 4. Опорне колесо 3 для планетарних механізмів (*рис.4.2, а*) нерухоме, а для

диференціальних (рис.4.2, б) – рухоме. Планетарні механізми мають



одну ступінь вільності, диференціальні – дві та більше.

### Передачі з нерухомими осями

**Рис.4.1.**

а)

*a* - циліндрична з зовнішнім зачепленням; *б* - циліндрична з внутрішнім зачепленням; *в* - конічна; *г* - черв'ячна

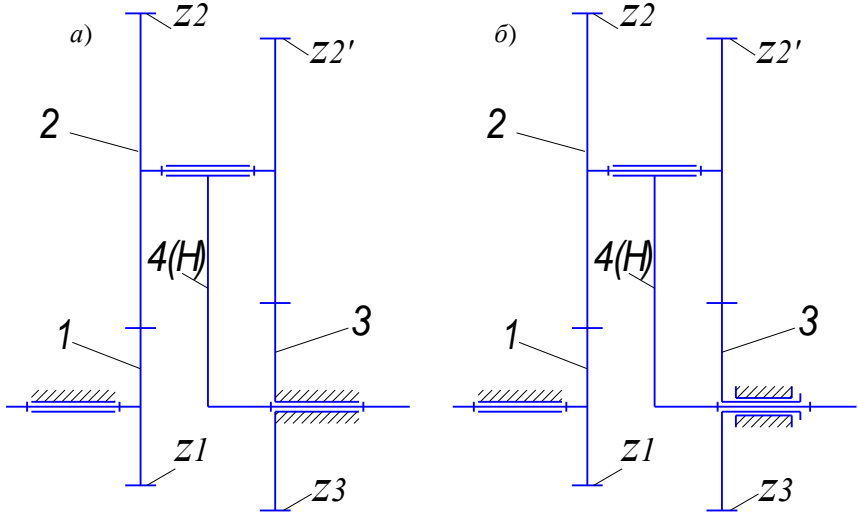
Складні зубчасті механізми з нерухомими осями поділяються на ступінчасті та рядні з паразитними колесами. Ступінчастий механізм (рис.4.3, а) складається, наприклад, з трьох ступенів: перший – це колеса  $z_1$  і  $z_2$ , другий – колеса  $z_3$  і  $z_4$ , третій – колеса  $z_5$  і  $z_6$ .

Зубчасті механізми можуть бути комбіновані складатися з механізмів з нерухомими осями<sup>2)</sup> і планетарних механізмів (рис.4.3, б).

Однією із задач кінематичного аналізу зубчастих механізмів з нерухомими та рухомими осями є визначення передаточних відношень: між окремими парами ланок і загального. Передаточне відношення прийнято позначати  $u$  з індексами, які вказують номер відповідної ланки. Наприклад, передаточне відношення від ланки 1 до ланки 2 (рис.4.1, а, б, в) буде:



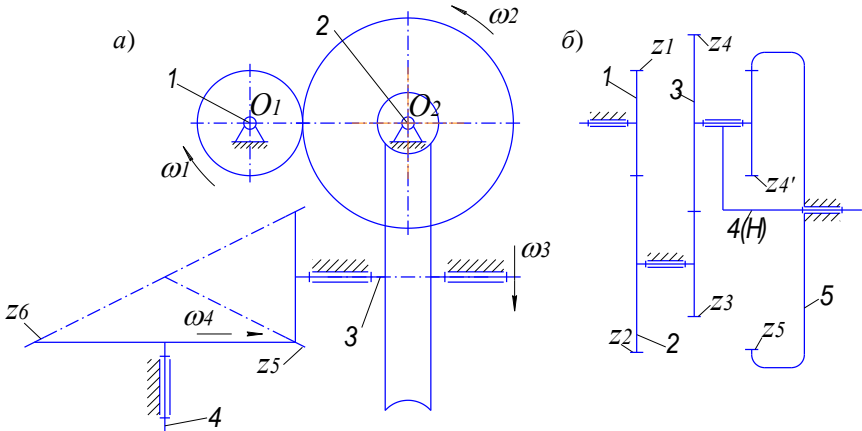
## Передачі з рухомими осями



**Рис.4.2.**

*a* - планетарна; *б* - диференціальна

## Складні зубчасті передачі



**Рис.4.3.**

*a* - з нерухомими осями; *б* - комбіновані

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

де  $\omega_1$  і  $\omega_2$  – відповідно кутові швидкості, а  $z_1$  і  $z_2$  – число зубців ланок 1 і 2; знак "плюс" відповідає однаковому напрямку обертання ланок (внутрішнє зачеплення, *рис.4.1, б*), знак "мінус" – протилежному (зовнішнє зачеплення, *рис.4.1, а*). Врахування знаків ведуть тільки для плоских механізмів. При визначенні напрямків обертання коліс просторових механізмів, користуються методом стрілок. Якщо передаточне відношення зубчастої передачі більше одиниці  $u > 1$ , то вона називається *редуктором*, в іншому випадку – *мультиплікатором*.

Для редукторів використовують поняття передаточне число. Редуктори можуть використовуватись як мультиплікатори, якщо замінити напрямок передачі потужності на протилежний. Таке можливо для несамогальмівних передач. Самогальмівною є черв'ячна передача (*рис.4.1, в*).

Для багатоступінчастих зубчастих механізмів загальне передаточне відношення буде рівне добуткові окремих передаточних відношень

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n},$$

де  $n$  – число рухомих ланок (валів на яких встановлені зубчасті колеса).

Кінематичне дослідження планетарних механізмів проводять аналітичним та графічним методами.

Аналітичний метод ґрунтується на застосуванні метода інверсії, суть якого в тому, що всьому механізму надається обертання з протилежно спрямованою кутовою швидкістю водила (метод Вілліса), наприклад *рис.4.2, а*, задаємо всім ланкам кутову швидкість рівну по величині і протилежну по напрямку кутовій швидкості водила. Тоді водило "зупиниться" – стане стояком, а механізм з планетарного перетвориться в зубчастий з нерухомими осями (*обернений механізм*).

Кутові швидкості ланок планетарного та оберненого механізмів вказані в *табл.4.1* і *4.2*.

Передаточне відношення від ланки 1 до 3 в оберненому механізмі, *див.табл.4.2*, буде:

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1^{(3)} - \omega_H^{(3)}}{-\omega_H^{(3)}} = -u_{1H}^{(3)} + 1 = u_{12} \cdot u_{23} = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left( -\frac{z_3}{z_2} \right),$$

звідси  $u_{13}^{(H)} + u_{1H}^{(3)} = 1$ , тобто, сума передаточних відношень планетарного і оберненого механізмів завжди рівна одиниці.

Індекси в дужках в формулах вказують нерухомі ланки.

Таблиця 4.1

**Кутові швидкості планетарного механізму (рис.4.2, а)**

Ланка механізму	Кутова швидкість
1 – центральне колесо ( $z_1$ ) вхідна ланка	$\omega_1^{(3)}$
2 – сателіт ( $z_2, z_2'$ )	$\omega_2^{(3)}$
3 – опорне колесо ( $z_3$ )	$\omega_3^{(3)} = 0$
$H$ – водило, вихідна ланка	$\omega_H^{(3)}$

Таблиця 4.2

**Кутові швидкості оберненого механізму**

Ланка механізму	Кутова швидкість
1 – центральне колесо ( $z_1$ ) вхідна ланка	$\omega_1^{(H)} = \omega_1^{(3)} - \omega_H^{(3)}$
2 – колесо ( $z_2$ ), шестерня ( $z_2'$ )	$\omega_2^{(H)} = \omega_2^{(3)} - \omega_H^{(3)}$
3 – колесо ( $z_3$ ) вихідна ланка	$\omega_3^{(H)} = \omega_3^{(3)} - \omega_H^{(3)} = -\omega_H^{(3)}$
$H$ – водило (стояк)	$\omega_H^{(H)} = \omega_H^{(3)} - \omega_H^{(3)} = 0$

При визначенні загального передаточного відношення в комбінованих механізмах, складених з рядних і планетарних передач (рис.4.3, б) необхідно окремо знайти передаточне відношення рядної частини, а потім планетарної; після цього  $u_{1H} = u_{12} \cdot u_{3H}^{(5)}$ .

**ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Вивчити конструкцію передачі.
2. Скласти кінематичну схему в відповідності з вимогами ГОСТ 2.770-68.
3. Визначити ступінь вільності.
4. Визначити передаточне відношення розрахунковим методом.
5. Перевірити передаточне відношення шляхом обертання вхідної ланки. Для цього поставити крейдою мітку на вхідній і вихідній ланках і підрахувати, скільки обертів зробила вхідна ланка за один оберт вихідної.
6. Зробити висновки.

Примітка: рис.4.1...4.3 залежать від моделей, що досліджуються.

## **ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5**

### **КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ШТОВХАЧА ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ**

**Мета роботи:** Набути практичних навичок кінематичного аналізу кулачкового механізму.

Для досягнення цієї мети, необхідно для заданого кулачкового механізму з відомим законом руху кулачка (обертання кулачка прийняти рівномірним) визначити закон руху штовхача.

В ході виконання лабораторної роботи, на основі отриманого графіка переміщень штовхача необхідно методом графічного диференціювання побудувати графіки швидкості та прискорення штовхача зробити висновок про характер роботи даного кулачкового механізму.

### **ОПИС УСТАНОВКИ**

Конструктивне виконання установок для визначення закону руху штовхача плоского кулачкового механізму дуже різноманітне. Одна із схем експериментальної установки показана на рис.5.1.

Ведуча ланка – кулачок 1 – нерухомо посаджений на вал, який знаходиться в підшипнику ковзання 2.

Штовхач 3 притискається до кулачка пружиною 4, за допомогою якої здійснюється силове замикання штовхача і кулачка.

Для зменшення тертя у вищій кінематичній парі на кінці штовхача встановлений ролик 5, який котиться на поверхні кулачка під час руху останнього.

Від вала кулачка приводиться в обертальний рух барабан 7 за допомогою конічної зубчастієї передачі 6. На барабані 7 закріплюється аркуш паперу, на якому за допомогою олівця 8 записується графік руху штовхача.

Вся установка змонтована на станині 9.

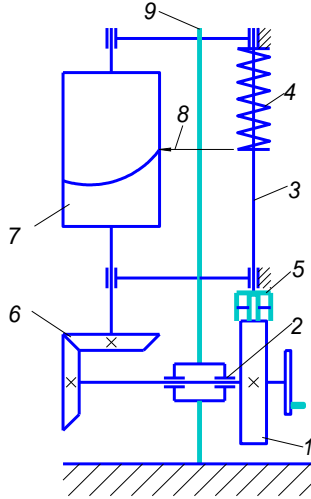
### **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ**

Якщо ланка рухається поступально і є можливість в умовах досліду записати її шлях  $S$  як функцію часу  $t$ , то швидкість  $v$  і прискорення  $a$  цієї ланки в будь-який момент часу можна визначити графічним

диференціюванням.

Диференціювання дослідної залежності  $S = f(t)$  дає закон зміни швидкості ланки, а диференціювання кривої  $v = f(t)$  – закон зміни прискорення ланки.

**Схема установки для дослідження переміщення штовхача**



**Рис.5.1.**

Графічне диференціювання рекомендується виконувати методом хорд (більш простий метод).

Масштаби графіків руху штовхача визначаються наступним чином:

$$\text{масштаб переміщення } \mu_s = \frac{h}{y}, \left[ \frac{\text{м}}{\text{мм}} \right];$$

$$\text{масштаб часу } \mu_t = \frac{60}{nl}, \left[ \frac{\text{с}}{\text{мм}} \right];$$

$$\text{масштаб швидкості } \mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1}, \left[ \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right];$$

$$\text{масштаб прискорення } \mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H_2} = \frac{\mu_s}{\mu_t^2 H_1 H_2}, \left[ \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right].$$

де  $h$  – повне переміщення (хід) штовхача, м;  $y$  – максимальна ордината на графіку переміщення (в нашому випадку  $y = h$ ), мм;  $n$  – кількість обертів за хвилину (частота обертання кулачка – задається), об/хв;  $l$  –

величина абсциси на графіку, мм;  $H_1$  і  $H_2$  – відстань від початку координат до полюса відповідно на графіках швидкості і прискорення, мм.

### **ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Прикріпити аркуш паперу до барабана.
2. Встановити механізм у вихідне положення, в якому штовхач знаходиться внизу.
3. Повільно прокручуючи кулачок навкруг осі, зробити повний оберт кулачка.
4. Зняти папір з барабана і накреслити на ньому координатні осі.
5. Вважаючи обертання кулачка рівномірним, задатись частотою обертання  $n$  і обчислити масштаби  $\mu_s$  і  $\mu_t$ .
6. Вибравши полюсні віддалі (довільно)  $H_1$  і  $H_2$  графічним диференціюванням (методом хорд) побудувати графіки швидкості і прискорення.
7. Визначити масштаби  $\mu_v$  і  $\mu_a$ .
8. Зробити висновки про характер ударів, які виникають в даному кулачковому механізмі.

### **ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6**

#### **ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОВЗАННЯ В ПОСТУПАЛЬНІЙ ПАРІ**

**Мета роботи:** Визначити експериментальним шляхом, коефіцієнт тертя ковзання в поступальній парі.

#### **ОПИС УСТАНОВКИ**

На горизонтальній плиті приладу 1 (рис. 6.1) встановлюється дослідний зразок 2, який за допомогою нитки 3, перекинутої через блок 4, приводиться в рух тягарем 5. Тягар являє собою різноваги (дріб), які кладуться в такій кількості, щоб зразок 2 почав рухатись з деяким прискоренням.

Масу тягара  $m_T$  потрібно вибрати такою, щоб час  $t$  проходження зразком відстані  $l$  був не меншим 4-5 секунд, так як при менших значеннях часу руху зразка зменшується точність вимірів

секундоміром.

Інструменти для проведення досліду: секундомір, різноваги, метр, комплект досліджуваних зразків.

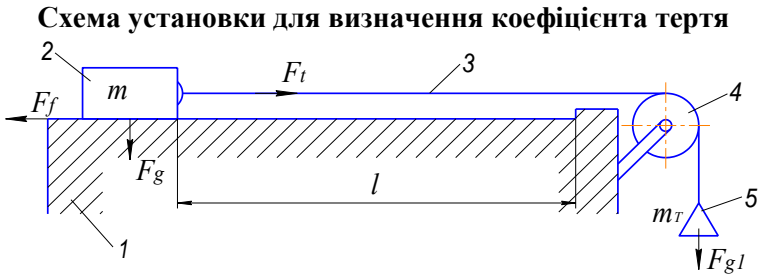
### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Так як рух зразка буде рівноприскореним, тоді

$$l = \frac{at^2}{2}, \quad (6.1)$$

звідки прискорення руху буде:

$$a = \frac{2l}{t^2}. \quad (6.2)$$



**Рис.6.1.**

Натяг горизонтальної частини нитки  $F_t$  із-за втрат в направляючому блоці буде меншим, ніж натяг вертикальної частини нитки  $F_{g1}$  (сили гравітації тягара масою  $m_T$ , кг), тобто

$$F_t = F_{g1}\eta = m_T g \eta, \quad (6.3)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії блока.

Рушійна сила, яка викликає рух зразка масою  $m$  з прискоренням буде:

$$F_t - F_f = ma, \quad (6.4)$$

де  $F_f$  – сила тертя ковзання, Н.

$$F_f = F_g f = mgf, \quad (6.5)$$

де  $F_g$  – сила гравітації зразка масою  $m$ , Н;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання.

Підстановка в рівність (6.4) значень  $a$ ,  $F_t$  та  $F_f$  із (6.2), (6.3) і (6.5) дає:

$$m_T g \eta - m g f = m \frac{2l}{t^2}. \quad (6.6)$$

Щоб вилучити величину к.к.д.  $\eta$ , дослід проводять двічі при різних значеннях маси дослідного зразка  $m$  ( $m_1$  – маса зразка без додаткової ваги;  $m_2$  – маса зразка з додатковою вагою) при тих же значеннях  $l$  та  $m_T$ . При цьому одержують два значення  $t_1$  і  $t_2$ . Тоді рівність (6.6) можна записати так:

$$m_T g \eta - m_1 g f = m_1 \frac{2l}{t_1^2}; \quad (6.7)$$

$$m_T g \eta - m_2 g f = m_2 \frac{2l}{t_2^2}. \quad (6.8)$$

Віднімаючи (6.7) від (6.8) одержимо:

$$(m_1 - m_2) g f = 2l \left( \frac{m_2}{t_2^2} - \frac{m_1}{t_1^2} \right);$$

звідки визначається коефіцієнт тертя ковзання

$$f = \frac{2l}{g(m_1 - m_2)} \left( \frac{m_2}{t_2^2} - \frac{m_1}{t_1^2} \right).$$

### **ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Перевірити горизонтальність положення плити приладу (за допомогою рівня).
2. Зважуванням визначають масу дослідного зразка  $m_1$ .
3. Встановити зразок масою  $m_2$  ( $m_2 = m_1 + m_6$ , додаткова маса  $m_6 = 100 \text{ г}$ ) в лівому крайньому положенні, утримуючи його в цьому положенні рукою.
4. Звільнити зразок і в цю ж мить увімкнути секундомір.
5. Коли зразок переміститься на відстань  $l$  (шалька вдариться об підлогу) вимкнути секундомір і записати час руху.
6. Зменшити масу зразка до  $m_1$  (зняти додаткову масу) і повторити



дослід.

7. Коефіцієнти тертя визначити для вказаних матеріалів.

8. Для зменшення похибки при визначенні часу руху тіла кожний дослід повторюють тричі; в розрахунок вводиться середнє арифметичне з трьох показів секундоміра.

9. Результати досліджень занести в *табл. 6.1*.

10. Зробити висновки.

*Таблиця 6.1*

**Результати вимірювань і розрахунків**

Матеріал зразка	Відстань, м $l$	Маса зразка, кг		Час руху, с		Коефіцієнт тертя ковзання, $f$
		$m_1$	$m_2$	$t_1$	$t_2$	

**ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7**

**ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ЛАНКИ МЕТОДОМ  
МАЯТНИКОВИХ КОЛИВАНЬ**

**Мета роботи:** Визначити динамічний момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр маси ланки перпендикулярно площині її руху.

Аналітичні способи визначення динамічних моментів інерції для ланок складної конфігурації потребують великої затрати часу і не завжди дають достатню точність.

Тому в техніці, широко застосовують експериментальні способи, які дають точні результати.

В цій роботі застосовується спосіб, оснований на теорії маятникових коливань.

## ОПИС УСТАНОВКИ

Пристосування для визначення динамічного моменту інерції ланки являє собою горизонтальну тригранну призму (рис.7.1), на яку підвішується деталь, що досліджується так, щоб її центральна вісь проходила через точку  $O_1$ , була паралельна ребру призми, тобто осі  $O_1z$ . Підвішена деталь являє собою фізичний маятник.

### Схема до визначення моменту інерції ланки

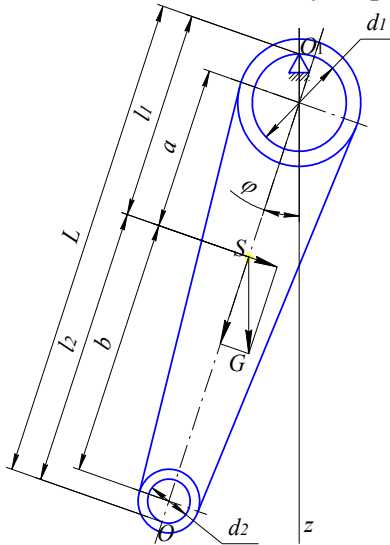


Рис.7.1.

## ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Якщо підвісити ланку на горизонтальне ребро призми, відхилити від положення рівноваги на кут  $\varphi$ , а потім відпустити, то під дією складової сили тяжіння вона почне коливатись відносно осі підвісу.

Диференційне рівняння руху ланки має вид:

$$I_z \ddot{\varphi} = M_z, \quad (7.1)$$

де  $M_z = -mgl_1 \sin \varphi$ ;  $m$  – маса ланки, кг;  $g$  – прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;  $I_z$  – динамічний момент інерції ланки відносно осі

підвісу,  $kgm^2$ ;  $l_1$  – відстань між віссю підвісу та паралельній її центральною віссю,  $m$ ;  $\varphi$  – довільне значення кута відхилення ланки від вертикалі, *град.*

Для малих коливань, коли  $\varphi$  не перевищує  $10^\circ$ , з достатньою для технічних розрахунків точністю можна прийняти  $\sin \varphi \approx \varphi$  і тоді рівняння буде мати вигляд

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \quad (7.2)$$

де  $k$  – частота коливань,  $c^{-1}$

$$k^2 = \frac{mgl_1}{I_z}.$$

Відомо, що період коливань

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{mgl_1}}, \quad (7.3)$$

звідки, момент інерції ланки

$$I_z = \left(\frac{T}{2\pi}\right)^2 mgl_1. \quad (7.4)$$

Згідно теореми про моменти інерції відносно паралельних осей, маємо:

$$I_z = I_c + ml_1^2. \quad (7.5)$$

Із формул (7.4) і (7.5), отримаємо

$$I_c = ml_1 \left( \frac{T^2}{4\pi^2} g - l_1 \right). \quad (7.6)$$

Положення центру тяжіння ланки знайдемо методом подвійного підвісу деталі. Спочатку підвісимо ланку в точці  $O_1$  і заміряємо час  $t_1$ , протягом якого вона зробить  $n$  повних коливань. Потім підвісимо ланку в точці  $O$  і заміряємо час  $t_2$  такого ж числа повних коливань відносно другої осі підвісу. На основі формули (7.5), отримаємо:

$$I_c = ml_1 \left( \frac{\tau_1^2}{\pi^2} g - l_1 \right); \quad I_c = ml_2 \left( \frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - l_2 \right), \quad (7.7)$$

де  $\tau_1$  і  $\tau_2$  – півперіоди коливань,  $c$ ;

$$\tau_1 = \frac{T_1}{2} = \frac{t_1}{2n}, \quad \tau_2 = \frac{T_2}{2} = \frac{t_2}{2n}, \quad (7.8)$$

$l_2$  – відстань від центральної осі до другої осі підвісу, м.

З виразів (7.7) і (7.8) знайдемо

$$l_1 = \frac{\left( \frac{\tau_2^2}{\pi^2} g - L \right) L}{\left( \tau_1^2 + \tau_2^2 \right) \frac{g}{\pi^2} - 2L}, \quad (7.9)$$

де  $L$  – відстань між точками підвісу, м.

### ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Підвісити ланку на призму.
2. Відхилити ланку на кут,  $\varphi \leq 10^\circ$  від стану рівноваги і відпустити.
3. Замітити одне з крайніх положень ланки, і одночасно натиснути кнопку секундоміра.
4. Відрахувати від моменту пуску секундоміра  $n = 20 \dots 30$  повних коливань ланки, зупинити секундомір і записати його покази, повторити такі досліди 4-5 разів і знайти середнє арифметичне значення  $t_{cp}$ .
5. Результати дослідів занести в *табл. 7.1*, а розрахунків - *табл. 7.2*.
6. Зробити висновки.

*Таблиця 7.1*

#### Результати дослідів

№ дослідів	1	2	3	4	5	$t_{cp}, c$	$T, c$	$\tau, c$

*Таблиця 7.2*

#### Результати замірювань і обрахунків

$a, m$	$b, m$	$d_1, m$	$d_2, m$	$l_1, m$	$l_2, m$	$L, m$	$m, кг$	$I_z, кгм^2$	$I_c, кгм^2$

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №8

### ВИЗНАЧЕННЯ ПРИВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТУ ТЕРТЯ І КОЕФІЦІЄНТУ КОРИСНОЇ ДІЇ ГВИНТОВОЇ ПАРИ

**Мета роботи:** Провести експериментальні дослідження по визначенню приведенного коефіцієнту тертя і коефіцієнту корисної дії гвинтової пари.

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Лабораторна установка (рис.8.1) для дослідження гвинтової пари складається із П-видної рами 1, гвинта 2, гайки 3, двох блоків 4, гнучкої передачі 5, яка виконана у вигляді круглого паса, котрий обмотує гвинт 2, який закріплений до траверси 6.

Відомо, що коефіцієнт корисної дії гвинтового механізму при підйманні вантажу визначається за наближеною формулою

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (8.1)$$

де  $\alpha$  – кут підйому середньої гвинтової лінії різьби, град;  $\varphi$  – кут тертя різьби гвинта, град.

Кут підйому  $\alpha$  середньої гвинтової лінії різьби визначається із прямокутного трикутника  $ABC$ , розгортки витка різьби гвинта (рис.8.2).

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{H}{\pi d_2}, \quad (8.2)$$

де  $H$  – переміщення гвинта, яке відповідає куту його повороту на  $360^\circ$ , м;  $d_2$  – середній діаметр гвинтової лінії різьби, м.

Кут тертя  $\varphi$  зв'язаний з коефіцієнтом тертя  $f$  залежністю

$$\varphi = \operatorname{arctgf}. \quad (8.3)$$

Для багатозаходних гвинтів слід відрізнити крок гвинта і його хід за один оберт

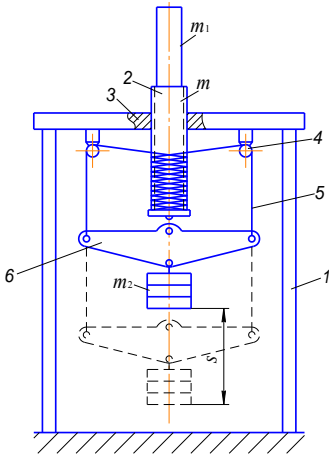
$$H = Kp, \quad (8.4)$$

де  $K$  – число заходів (ниток) гвинта.

Геометричні параметри різьби гвинта заміряють штангенциркулем. Величина приведенного коефіцієнта тертя  $f$ , що відповідає

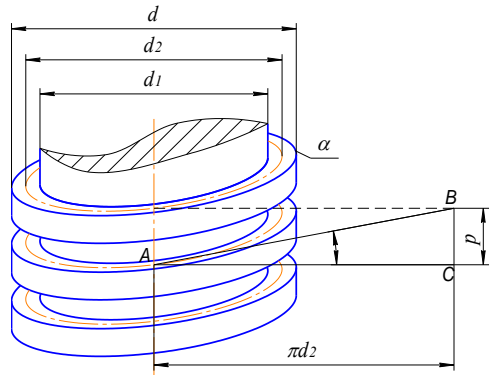
приведеному куту тертя  $\varphi$ , визначається експериментальним шляхом.

**Схема установки**



**Рис.8.1.**

**Геометричні параметри**



**Рис.8.2.**

Якщо навантажити гвинт масою  $m$  вантажем масою  $m_1$ , а трверсу – вантажем  $m_2$ , то під дією сили гравітації трверса буде опускатися, а гвинт – обертатися. Гвинт, виконуючи обертально-поступальний рух, буде підіймати вантаж. Для визначення величини  $tg(\alpha + \varphi)$  використано рівняння руху гвинта у формі рівняння роботи

$$T = A_p - A_o \quad (8.5)$$

де  $T$  – кінетична енергія гвинта, Дж;  $A_p$ ,  $A_o$  – робота відповідно рушійних сил і сил опору, Дж.

В розгорнутому вигляді рівняння (8.5) має вид:

$$0,5(I\omega^2 + (m + m_1)v^2) = (M_p - M_o)\beta, \quad (8.6)$$

де  $I$  – момент інерції гвинта з вантажем,  $кгм^2$ ;  $\omega$  – кутова швидкість гвинта,  $рад/с$ ;  $v$  – лінійна швидкість гвинта,  $м/с$ ;  $M_p$ ,  $M_o$  – відповідно моменти рушійних сил і сил опору,  $Нм$ ;  $\beta$  – кутове переміщення гвинта,  $рад$ . При рівномірно-прискореному русі лінійна швидкість вантажу  $m_2$  буде:

$$v_2 = a_2 t = \frac{2s}{t}, \quad (8.7)$$

де  $a_2$  – прискорення вантажу,  $m/c^2$ ;  $t$  – час руху вантажу,  $c$ ;  $s$  – шлях пройдений вантажем,  $m$ .

Кутова швидкість гвинта при цьому буде рівна:

$$\omega = \frac{2v_2}{d_2} = \frac{4s}{td_2}, \quad (8.8)$$

а лінійна швидкість гвинта

$$v = \frac{\omega}{2\pi} H = \frac{2sH}{\pi d_2}, \quad (8.9)$$

де  $d_2$  – середній діаметр різьби гвинта,  $m$ .

Момент рушійних сил при рівномірно-прискореному русі вантажу знаходять із рівняння

$$M_p = (m_2g - m_2a_2) \frac{d_2}{2} = m_2(g - a_2) \frac{d_2}{2}.$$

Враховуючи значення  $a_2$  із виразу (8.7) знаходимо

$$M_p = m_2 \left( g - \frac{2s}{t^2} \right) \frac{d_2}{2}. \quad (8.10)$$

Загальний момент сил опору гвинтової пари визначається за формулою

$$M_o = (m + m_1)g \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi). \quad (8.11)$$

Кутове переміщення гвинта дорівнює

$$\beta = \frac{2s}{d}. \quad (8.12)$$

Підставляючи значення виразів (8.8)-(8.12) в рівняння руху (8.6), отримаємо:

$$\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \frac{1}{(m + m_1)gt^2} \left( \frac{m_2d_2(gt^2 - 2s)}{d} - \frac{8Is}{d^2} \right) - \frac{2sH^2}{\pi^2gt^2d_2^2} = A. \quad (8.13)$$

Звідки

$$\varphi = \arctg A - \alpha; \quad f = \operatorname{tg} \varphi. \quad (8.14)$$

## ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Ознайомитися з теоретичним обґрунтуванням роботи і конструкцією установки.
2. Визначити геометричні параметри гвинта: число заходів  $K$ , крок  $p$ , хід  $H$ , відповідно зовнішній, внутрішній і середній діаметри  $d$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ .
3. Підрахувати кут підйому середньої гвинтової лінії різьби користуючись співвідношенням (8.2).
4. Навантажити гвинт вантажем масою  $m_1$  і підібрати вантаж з такою масою  $m_2$ , щоб при його вільному переміщенні гвинт плавно підіймався.
5. Визначити сумарний динамічний момент інерції гвинта разом з вантажем, що обертається.
6. Заміряти лінійкою величину вільного переміщення вантажу масою  $m_2$ .
7. За допомогою секундоміра визначити час  $t$  вільного переміщення вантажу масою  $m_2$ . Досліди виконати 4-5 разів і взяти середнє значення.
8. За формулою (8.1) визначити коефіцієнт корисної дії гвинта і за формулою (8.14) - кут тертя  $\varphi$  і коефіцієнт тертя  $f$ .
9. Результати експериментальних вимірювань занести в *табл.8.1*.
10. Зробити висновки.

Таблиця 8.1

**Час вільного переміщення вантажу**

№ виміру	1	2	3	4	5	Середнє значення
$t, c$						

### Література

1. Кіндрацький Б. І. Теорія механізмів і машин: лабораторний практикум. Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2008. 136 с.
2. Практикум з курсу «Теорія механізмів і машин» / В. М.Стрілець, Б. І.Червоний, І. Т.Шинкаренко, І. О.Похильчук. Рівне : НУВГП, 2006. 107 с.
3. Червоний Б. І. Теорія механізмів і машин. ІКНМЗ. Рівне : НУВГП, 2006. 160 с.