

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



**02-05-165М**

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

для самостійного вивчення 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 для самостійного вивчення 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. – 27 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
1. Вибір завдання та оформлення роботи.....	4
2. Загальні рекомендації щодо розв’язування задач.....	5
3. Приклад розв’язування задач.....	7
Література.....	19
Додатки.....	20

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

## **ВСТУП**

«Теорія механізмів і машин» (ТММ) є однією з основних загальноінженерних дисциплін, яку викладають у вищих технічних навчальних закладах. Навчальною програмою дисципліни передбачено вивчення будови і класифікації механізмів, методів кінематичного та силового дослідження, проектування їхніх схем, які є загальними для механізмів і машин різного призначення. Ці знання потрібні інженерам-механікам для створення сучасних машин та умілого їх використання.

Машинобудування – основна галузь сучасної промислово розвинутої країни – визначає рівень розвитку продуктивних сил суспільства, становить фундамент технічного прогресу всіх галузей народного господарства. Водночас, прогрес машинобудування визначається досконалістю створюваних машин.

Сучасний інженер повинен досконало володіти методами розрахунку та конструювання нових швидкохідних, автоматизованих і високопродуктивних машин.

Створення нових машин ґрунтується на досягненнях багатьох фундаментальних і прикладних наук, серед яких важливе місце посідає теорія механізмів і машин. Якість машин і механізмів, які створюються, значною мірою визначається повнотою розробки і використання методів ТММ. Чим повніше будуть враховані при побудові механізмів і машин кінематичні та силові властивості окремих механізмів, критерії продуктивності, надійності, тим досконалішими будуть конструкції машин.

Завдання ТММ полягає в тому, щоб підготувати студентів до вивчення таких дисциплін як «Деталі машин», «Підйомно-транспортне обладнання» та ін.

Зміст методичних вказівок повністю відповідає освітньо-професійній програмі «Створення та експлуатація машин і обладнання» за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

## **1. ВИБІР ЗАВДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ РОБОТИ**

Номер завдання студент вибирає самостійно за табл.1 відповідно до першої букви прізвища, варіант – останньої цифри номера залікової книжки (додаток Д2).

Контрольна робота оформляється у вигляді розрахунково-пояснювальної записки згідно з вимогами ЄСКД.

Розрахунково–пояснювальна записка повинна містити:

1. Завдання з вихідними даними, згідно форми (додаток Д1).
2. Розрахункову частину виконують за формами 5 і 5а ГОСТ 2.106 – 68 на аркуші формату А4 (210x297) з відповідними основними написами для першого і для наступних аркушів текстового документу, одним із таких способів:

- рукописним – з висотою літер та цифр не менше 2,5 мм. Цифри та літери пишуться чітко та розбірливо;
- з використанням друкарських та графічних пристроїв виводу ПЕОМ.

Кожен аркуш текстового документу повинен мати рамку чорного кольору, яка має бути виконана типографським способом або вручну. Рамку наносять суцільною основною лінією на відстані 20 мм від лівої межі формату і 5 мм від решти меж формату.

При складанні текстового документу відстань від рамки форми до меж тексту на початку та в кінці строк – не менше 3 мм, а відстань від верхнього або нижнього рядка тексту до верхньої або нижньої границі рамки повинна бути не меншою як 10 мм.

Розрахункова частина оформляється наступним чином: записується розрахункова формула, дається пояснення всім величинам, підставляються числові значення та вказується результат обчислень.

Перелік використаної літератури додається в кінці записки.

Таблиця 1

Перша буква прізвища	№ завдання
А Б В Ф Є	6
Г Д Е Х Я	1
Ж З І Й Ю	2
К Л М У І	3
Н О П Ц Ч	4
Р С Т Ш Щ	5

## 2. ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ

Вибраний варіант завдання складається із кінематичної схеми важільного механізму та кінематичної схеми зубчастого механізму. Числові значення задані у варіантах завдань.

### ЗАДАЧА 1.

Визначення передаточного відношення зубчастого механізму.

*Вихідні дані:*

кінематична схема зубчастого механізму;

$n_{\text{об}}$  = const – частота обертання ротора електродвигуна, об/хв;

$z_i$  ( $i = 1, 2, \dots$ ) – числа зубів зубчастих коліс, що входять до складу зубчастого механізму.

*Визначити:*

1. Передаточне відношення зубчастого механізму.
2. Кутову швидкість  $\omega_1$  та кутове прискорення  $\varepsilon_1$  кривошипа.

### ЗАДАЧА 2.

Структурний аналіз важільного механізму.

*Вихідні дані:*

структурна схема важільного механізму.

*Визначити:*

1. Класифікувати ланки важільного механізму.
2. Класифікувати кінематичні пари важільного механізму.
3. Визначити ступінь рухомості важільного механізму.
4. Класифікувати структурні одиниці важільного механізму.
5. Визначити клас важільного механізму.

### ЗАДАЧА 3.

Кінематичний аналіз важільного механізму графоаналітичним методом.

*Вихідні дані:*

кінематична схема важільного механізму;

$l_j$  – довжини ланок важільного механізму, м;

$\varphi_1$  – кут положення кривошипа, °;

$\omega_1$  – кутова швидкість кривошипа, рад/с.

*Визначити:*

1. Визначити лінійні швидкості точок  $v_j$  важільного механізму.
2. Визначити лінійні прискорення точок  $a_j$  важільного механізму.

3. Визначити кутові швидкості ланок  $\omega_j$  важільного механізму.
4. Визначити кутові прискорення ланок  $\varepsilon_j$  важільного механізму.

**Примітка:** Кінематичний аналіз проводиться для заданого положення важільного механізму.

#### **ЗАДАЧА 4.**

Силовий аналіз важільного механізму без врахування сил тертя.

*Вихідні дані:*

кінематична схема важільного механізму;

$m_j$  – маса відповідної ланки, кг;

$l_j$  – довжина відповідної ланки важільного механізму, м;

$I_{Sj}$  – динамічний момент інерції відповідної ланки, кг·м<sup>2</sup>;

$F_{KO}$  – сила корисного опору, Н;

$a_{Sj}$  – лінійне прискорення центру мас відповідної ланки, м/с<sup>2</sup>;

$\varepsilon_j$  – кутове прискорення відповідної ланок, рад/с<sup>2</sup>.

*Визначити:*

1. Визначити сили та моменти, що діють на ланки механізму ( $F_{gj}$  – сила тяжіння відповідної ланки, Н;  $F_{ij}$  – сила інерції відповідної ланки, Н;  $M_{ij}$  – момент пар сил інерції відповідної ланки, Н·м).
2. Визначити реакції в кінематичних парах важільного механізму.
3. Визначити зрівноважувальний момент  $M_{зр}$  (зрівноважувальну силу  $F_{зр}$ ): методом «важеля Жуковського» та методом «планів сил».
4. Визначити похибку отриманих значень зрівноважувальної сили.

**Примітка:** Силовий аналіз проводиться для заданого положення важільного механізму.

#### **ЗАДАЧА 5.**

Зведення сил.

*Вихідні дані:*

кінематична схема важільного механізму;

$F_{KO}$  – сила корисного опору, Н;

$v_5$  – лінійна швидкість вихідної ланки, м/с;

$\omega_1$  – кутова швидкість кривошипа, рад/с.

*Визначити:*

1. Визначити зведений до ведучої ланки важільного механізму (кривошипа) момент від сили корисного опору.

**Примітка:** Зведений момент визначається із умови рівності миттєвих потужностей.

### ЗАДАЧА 6.

Зведення мас.

Вихідні дані:

структурна схема важільного механізму.

Визначити:

1. Визначити зведений до ведучої ланки важільного механізму (кривошипа) динамічний момент інерції.

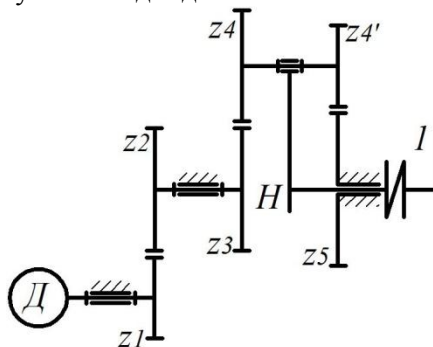
**Примітка:** Зведений момент визначається із умови рівності кінетичних енергій.

### 3. ПРИКЛАД РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ

#### ЗАДАЧА 1.

Визначення передаточного відношення зубчастого механізму.

1.1. Згідно із завданням викреслюємо кінематичну схему зубчастого механізму та виписуємо вихідні дані.



**Рис. 1.** Кінематична схема зубчастого механізму

$n_{\text{об}} = 1450 \text{ об/хв}$ ;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 50$ ;  $z_3 = 20$ ;  $z_4 = 30$ ;  $z_4' = 15$ ;  $z_5 = 40$ .

1.2. Виділяємо у зубчастому механізмі рядну зубчасту передачу:  $z_1 - z_2$  та планетарну:  $z_3 - z_4 - z_4' - z_5 - H$ .

1.3. Визначаємо передаточне відношення планетарної передачі.

Застосовуємо метод Вілліса, згідно якого

$$u_{35}^H = 1 - u_{35}^H,$$

де  $u_{35}^H$  – передаточне відношення ступінчастого зубчастого механізму, який утворюється при «зупиненні» водила (H).

**Примітка:** водило «зупиняється» умовно: всій планетарній передачі надається кутова швидкість рівна кутовій швидкості водила, але у напрямку протилежному його обертанню.

Для нашої планетарної передачі

$$u_{35}^H = \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_5}{z_4'}\right) = \frac{30 \cdot 40}{20 \cdot 15} = 4,$$

тоді

$$u_{3H}^5 = 1 - 4 = -3.$$

1.4. Визначаємо передаточне відношення рядного зубчастого механізму.

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{50}{25} = -2.$$

1.5. Визначаємо передаточне відношення зубчастого механізму.

$$u_{\partial\partial 61} = u_{12} \cdot u_{3H}^5 = (-2) \cdot (-3) = 6.$$

**Примітка:** знак «+» означає, що ланка 1 обертається в тому самому напрямку, що і вал двигуна.

1.6. Визначаємо кутову швидкість  $\omega_1$  та кутове прискорення  $\varepsilon_1$  ланки 1.

$$\omega_1 = \frac{\omega_{\partial\partial 6}}{u_{\partial\partial 61}} = \frac{151,84}{6} = 25,31 \text{ рад/с},$$

де  $\omega_{\partial\partial 6} = \frac{\pi \cdot n_{\partial\partial 6}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151,84 \text{ об/хв}$  – кутова швидкість двигуна.

Так як кутова швидкість двигуна  $\omega_{\partial\partial 6} = \text{const}$  та передаточне відношення зубчастого механізму  $u_{\partial\partial 61} = \text{const}$ , то кутова швидкість ланки 1  $\omega_1 = \text{const}$ , і відповідно, кутове прискорення  $\varepsilon_1 = 0$ .

## ЗАДАЧА 2.

Структурний аналіз важільного механізму.

2.1. Викреслюємо структурну схему механізму згідно індивідуального завдання.

Нумеруємо ланки арабськими цифрами, а кінематичні пари позначаємо великими буквами латинського алфавіту (див. рис.1).

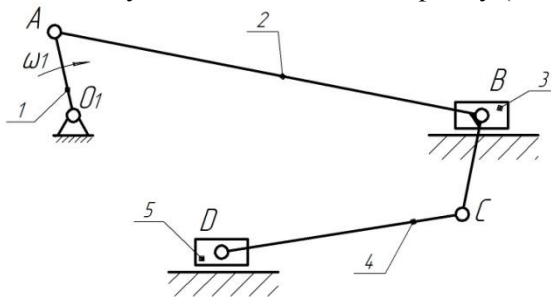


Рис.2 Структурна схема важільного механізму

**Примітка:** Структурною називається схема механізму, яка зображена без масштабу.



2.2. Визначаємо ступінь вільності механізму за формулою П.Л.Чебишева.

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

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

В нашому випадку:  $n = 5$  (1 – кривошип, 2 – з'єднувальна тяга, 3 – повзун, 4 – шатун, 5 – повзун),  $p_5 = 7$  ( $\emptyset$ -1, 1-2, 2-3, 3-4, 4-5 – обертові,  $\emptyset$ -3, 5- $\emptyset$  – поступальні),  $p_4 = 0$ . Підставивши ці значення в формулу Чебишева, отримуємо:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Це означає, що задана схема буде являтися механізмом при одній ведучій ланці. В нашому випадку це ланка 1.

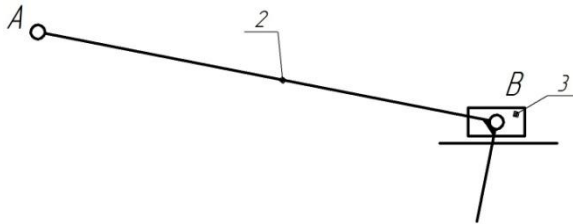
2.3. Розкладаємо механізм на структурні групи Асура і визначаємо їх клас, порядок і вид, а також клас механізму вцілому.

Від'єднуємо кінцеву групу Асура (ланки 5 та 4) (див. рис.3): це група II-го класу, 2-го порядку, 2-го виду.



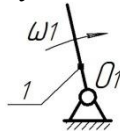
**Рис.3 Кінцева група Асура**

Від'єднуємо передкінцеву групу Асура (ланки 3 та 2) (див. рис.4): це група II-го класу, 2-го порядку, 2-го виду.



**Рис.4 Передкінцева група Асура**

Від'єднуємо вихідний механізм (ланки 1 та  $\emptyset$ ) (див. рис.5): це механізм I-го класу, 1-го порядку.



**Рис.5 Механізм I-го класу**

Таким чином, вцілому, це буде механізм II-го класу і утворюється він послідовним приєднанням до вихідного механізму (ланки  $\emptyset$  та 1) груп Асура (спочатку – ланки 2 та 3, а пізніше – ланки 4 та 5).

Цього порядку утворення механізму (послідовності приєднання груп Ассура) пізніше будемо притримуватись при кінематичному і кінетостатичному дослідженнях.

### ЗАДАЧА 3.

Кінематичний аналіз важільного механізму графоаналітичним методом.

#### 3.1. Кінематична схема механізму і вихідні дані.

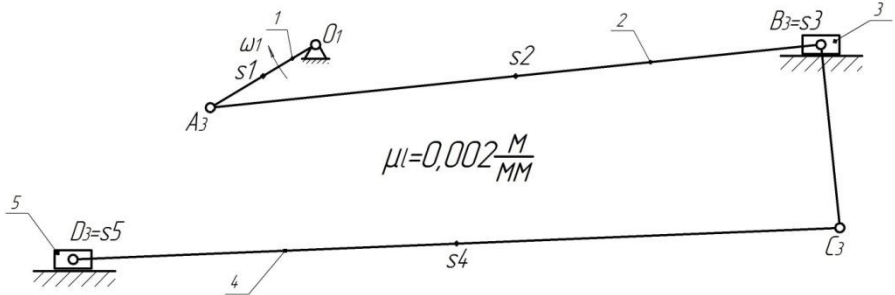


Рис. 6 Кінематична схема важільного механізму

**Примітка:** Кінематичною називається схема механізму, яка зображена у масштабі.

$l_{AO_1} = 80\text{мм}; l_{AB} = 400\text{мм}; l_{CD} = 500\text{мм}; l_{BC} = 120\text{мм}; l_y = 140\text{мм}; \omega_1 = 25,31\text{рад/с}$  (див. задачу 1).

На аркуші паперу формату А3 викреслюємо важільний механізм у масштабі

$$\mu_l = \frac{l_y}{Y} = \frac{0,14}{70} = 0,002\text{м/мм},$$

де  $l_y$  – дійсна величина координати  $y$ , м;  $Y$  – величина координати  $y$  на кресленні, мм.

#### 3.2. Кінематичне дослідження механізму методом планів швидкостей.

План швидкостей будуємо повернутими на  $90^\circ$  проти обертання ведучої ланки з метою його подальшого використання при визначенні зрівноважувальної сили методом «важіля Жуковського» (див. рис.7).

Визначаємо швидкість точки А.

$$\vec{v}_A = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{AO_1}.$$

Так як  $\vec{v}_{O_1} = 0$ , то  $\vec{v}_A = \vec{v}_{AO_1}$ .

$$v_{AO_1} = \omega_1 \cdot l_{AO_1} = 25,31 \cdot 0,08 = 2,02\text{м/с}.$$

Визначаємо масштаб плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a} = \frac{2,02}{150} = 0,0135 \frac{m/c}{mm}$$

де  $p_v a$  – відрізок на плані швидкостей, що відповідає швидкості точки  $A$ , мм.

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

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{cm} + \vec{v}_{Bcm} \end{cases}$$

де  $\vec{v}_{cm} = 0$  – швидкість стояка (ланка  $\emptyset$ ).

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості точки  $B$ .

Вектор швидкості точки  $C$  знаходимо із пропорції

$$\frac{ab}{bc} = \frac{l_{AB}}{l_{BC}} \Rightarrow bc = ab \cdot \frac{l_{AB}}{l_{BC}}$$

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

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC} \\ \vec{v}_D = \vec{v}_{cm} + \vec{v}_{Dcm} \end{cases}$$

де  $\vec{v}_{cm} = 0$  – швидкість стояка (ланка  $\emptyset$ ).

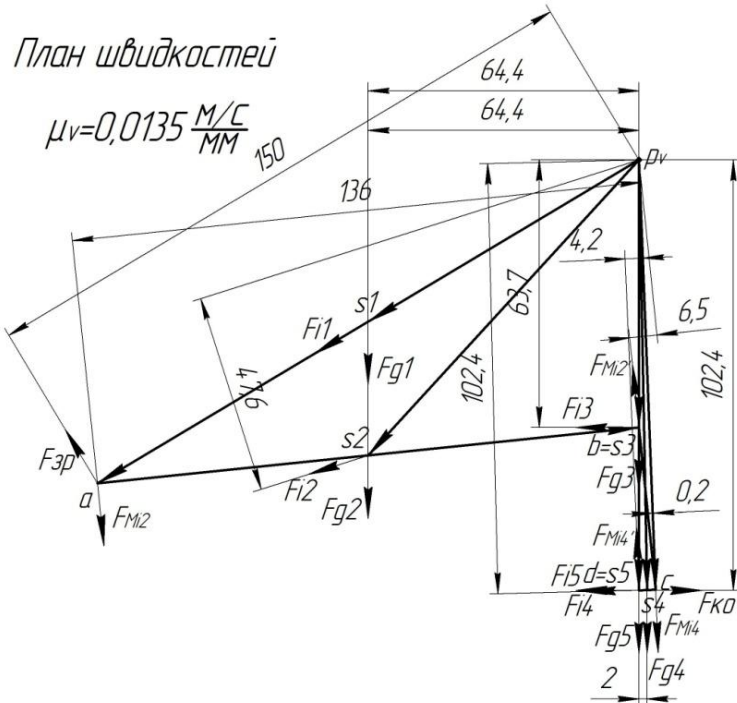


Рис.7 План швидкостей та виконаний на ньому «важіль Жуковського»

Швидкості центрів мас ланок  $S_3, S_5$  будуть відповідати відповідно швидкостям точок  $B$  і  $D$ , а швидкості точок  $S_1, S_2$ , та  $S_4$ , визначаємо із плану швидкостей.

Отже, дійсні швидкості характерних точок механізму будуть рівні:

$$\begin{aligned} v_B &= p_v b \cdot \mu_v = 63,7 \cdot 0,0135 = 0,86 \text{ м/с}; \\ v_C &= p_v c \cdot \mu_v = 102,3 \cdot 0,0135 = 1,38 \text{ м/с}; \\ v_D &= p_v d \cdot \mu_v = 102,4 \cdot 0,0135 = 1,38 \text{ м/с}; \\ v_{BA} &= ab \cdot \mu_v = 129,4 \cdot 0,0135 = 1,75 \text{ м/с}; \\ v_{DC} &= cd \cdot \mu_v = 4,0 \cdot 0,0135 = 0,05 \text{ м/с}; \\ v_{S_1} &= p_v s_1 \cdot \mu_v = 75,0 \cdot 0,0135 = 1,01 \text{ м/с}; \\ v_{S_2} &= p_v s_2 \cdot \mu_v = 95,3 \cdot 0,0135 = 1,29 \text{ м/с}; \\ v_{S_4} &= p_v s_4 \cdot \mu_v = 102,4 \cdot 0,0135 = 1,38 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

3.3. Кінематичне дослідження механізму методом планів прискорень.

Визначаємо прискорення точки  $A$ .

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{O_1} + \vec{a}_{AO_1}^n + \vec{a}_{AO_1}^\tau,$$

де  $\vec{a}_{O_1} = 0, \vec{a}_{AO_1}^\tau = 0$  (так як  $\varepsilon_1 = 0$ ), то  $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO_1}^n$ .

$$a_{AO_1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO_1} = 25,31^2 \cdot 0,08 = 51,25 \text{ м/с}^2.$$

Визначаємо масштабний коефіцієнт плану прискорень.

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_{aa}} = \frac{51,25}{100} = 0,5125 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

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

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{cm} + \vec{a}_{Bcm}^n + \vec{a}_{Bcm}^\tau, \end{cases}$$

де  $\vec{a}_{cm} = 0$  – прискорення стояка (ланка  $\emptyset$ ),  $a_{Bcm}^n = 0$  (так як  $R_{cm} = \infty$ ), то  $\vec{a}_B = \vec{a}_{Bcm}^\tau$ .

Визначаємо нормальне прискорення:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{1,75^2}{0,4} = 7,66 \text{ м/с}^2.$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості точки  $B$ , враховуючи, що  $\vec{a}_{BA}^n \perp \vec{a}_{BA}^\tau$  (див. рис.8).

Вектор прискорення точки  $C$  знаходимо із пропорції

$$\frac{ab}{bc} = \frac{l_{AB}}{l_{BC}} \Rightarrow bc = ab \cdot \frac{l_{AB}}{l_{BC}}.$$

Прискорення точки  $D$  знаходимо аналогічно точці  $B$ :

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^{\tau}, \\ \vec{a}_D = \vec{a}_{cm} + \vec{a}_{Dcm}^n + \vec{a}_{Dcm}^{\tau}, \end{cases}$$

де  $\vec{a}_{cm} = 0$  – прискорення стояка (ланка  $\emptyset$ ),  $a_{Dcm}^n = 0$  (так як  $R_{cm} = \infty$ ),  
то  $\vec{a}_B = \vec{a}_{Dcm}^{\tau}$ .

Визначаємо нормальне прискорення:

$$a_{DC}^n = \frac{v_{DC}^2}{l_{DC}} = \frac{0,05^2}{0,5} = 0,005 \text{ м/с}^2.$$

На основі цих рівнянь проводимо побудову вектора швидкості точки  $B$ , враховуючи, що  $\vec{a}_{DC}^n \perp \vec{a}_{DC}^{\tau}$  (див. рис.8).

Прискорення центрів мас ланок  $S_3, S_5$  будуть відповідати відповідно швидкостям точок  $B$  і  $D$ , а прискорення точок  $S_1, S_2$ , та  $S_4$  та тангенціальні прискорення  $a_{BA}^{\tau}$  та  $a_{DC}^{\tau}$  визначаємо із плану прискорень.

Отже, дійсні прискорення характерних точок механізму будуть рівні:

$$\begin{aligned} a_B &= p_a b \cdot \mu_a = 76,1 \cdot 0,5125 = 39,0 \text{ м/с}^2; \\ a_C &= p_a c \cdot \mu_a = 60,8 \cdot 0,5125 = 31,16 \text{ м/с}^2; \\ a_D &= p_a d \cdot \mu_a = 60,8 \cdot 0,5125 = 31,16 \text{ м/с}^2; \\ a_{S_1} &= p_a s_1 \cdot \mu_a = 50,0 \cdot 0,5125 = 25,63 \text{ м/с}^2; \\ a_{S_2} &= p_a s_2 \cdot \mu_a = 85,0 \cdot 0,5125 = 43,56 \text{ м/с}^2; \\ a_{S_4} &= p_a s_4 \cdot \mu_a = 60,8 \cdot 0,5125 = 31,16 \text{ м/с}^2; \\ a_{BA}^{\tau} &= n_1 b \cdot \mu_a = 50,0 \cdot 0,5125 = 25,63 \text{ м/с}^2; \\ a_{DC}^{\tau} &= n_2 b \cdot \mu_a = 2,9 \cdot 0,5125 = 1,49 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

### План прискорень

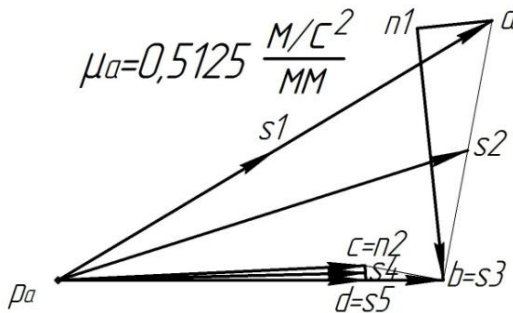


Рис.8 План прискорень

3.4. Визначаємо кутові швидкості всіх ланок

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{BA}} = \frac{1,75}{0,4} = 4,38 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = 0;$$

$$\omega_4 = \frac{v_{DC}}{l_{DC}} = \frac{0,05}{0,5} = 0,1 \text{ рад/с}.$$

3.5. Визначаємо кутові прискорення всіх ланок

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{BA}} = \frac{25,63}{0,4} = 64,08 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = 0;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^{\tau}}{l_{DC}} = \frac{1,49}{0,5} = 2,98 \text{ рад/с}^2.$$

**Примітка:** напрямки кутових швидкостей та прискорень співпадають відповідно з напрямками відносних швидкостей та тангенціальних прискорень.

#### ЗАДАЧА 4.

Силовий аналіз важільного механізму без врахування сил тертя.

4.1. Визначаємо силові характеристики ланок.

Вихідні дані:

$$m_1 = 1,6 \text{ кг}; \quad m_2 = 10,4 \text{ кг}; \quad m_3 = 10 \text{ кг}; \quad m_4 = 10 \text{ кг}; \quad m_5 = 10 \text{ кг}; \\ I_{S1} = 0,001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_{S2} = 0,2812 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_{S4} = 0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad F_{KO} = 1000 \text{ Н}.$$

Сили тяжіння:  $\vec{F}_{gj} = m_j \cdot \vec{g}$ , де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

**Примітка:** вектор сили тяжіння співпадає за напрямком вектора прискорення вільного падіння.

$$F_{g1} = 15,7 \text{ Н}; \quad F_{g2} = 102,02 \text{ Н}; \quad F_{g3} = 98,1 \text{ Н}; \quad F_{g4} = 98,1 \text{ Н}; \quad F_{g5} = 98,1 \text{ Н}.$$

Сили інерції:  $\vec{F}_{Ij} = -m_j \cdot \vec{a}_{Sj}$ , де  $a_{Sj}$  – прискорення центру мас ланки,  $\text{м/с}^2$  (визначено в п.3.3).

**Примітка:** вектор сили інерції протилежний напрямку вектора прискорення центру мас ланки.

$$F_{i1} = 41,01 \text{ Н}; \quad F_{i2} = 453,02 \text{ Н}; \quad F_{i3} = 390,0 \text{ Н}; \quad F_{i4} = 311,6 \text{ Н}; \quad F_{i5} = 311,6 \text{ Н}.$$

Моменти пар сил інерції:  $\vec{M}_{Ij} = -I_{Sj} \cdot \vec{\varepsilon}_j$ , де  $\varepsilon_j$  – кутове прискорення ланки,  $\text{рад/с}^2$  (визначено в п.3.5).

**Примітка:** вектор моменту пар сил інерції протилежний напрямку вектора кутового прискорення ланки.

$$M_{i2} = 18,02 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad M_{i4} = 0,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пара сил:  $\overrightarrow{F_{Mij}} = -\overrightarrow{F'_{Mij}}$ ;  $F_{Mij} = F'_{Mij} = \frac{M_{ij}}{l_j}$ .

**Примітка:** дана величина  $F_{Mij}$ , використовується при визначенні зрівноважувальної сили методом «важеля Жуковського» для заміни дії моменту пари сил  $M_{ij}$ .

$$F_{Mi2} = F'_{Mi2} = 45,05H; F_{Mi4} = F'_{Mi4} = 1,5H.$$

4.2. Кінтостатичне дослідження механізму (див. рис.9).

Прикладаємо всі сили у відповідних точках, а моменти пар сил інерції до відповідних ланок механізму.

Дослідження механізму проводимо у порядку оберненому принципу утворення механізму.

Викреслюємо кінцеву групу Ассура (ланки 4–5), дію від'єднаних ланок замінюємо відповідними реакціями  $R_{05}$  та  $R_{24}$ .

Реакцію  $R_{24}$  розкладаємо на нормальну  $R_{24}^n$  та тангенціальну  $R_{24}^t$  складові.

**Примітка:** спочатку напрямок реакцій приймаємо довільно, остаточно напрямок визначаємо у результаті розрахунків.

Тангенціальну складову реакції  $R_{24}$  визначаємо із умови рівноваги ланки 4.

$$\sum M_{F(D)} = 0.$$

$$R_{24}^t h_{R_{24}^t} - F_{g4} h_{F_{g4}} + F_{i4} h_{F_{i4}} - \frac{M_{i4}}{\mu_l} = 0 \rightarrow R_{24}^t = 49H,$$

де  $h_{R_{24}^t}$ ,  $h_{F_{g4}}$ ,  $h_{F_{i4}}$  – відповідно плечі сил  $R_{24}^t$ ,  $F_{g4}$ ,  $F_{i4}$ , які беруться із креслення виконаного у масштабі  $\mu_l$ .

Нормальну складову реакції  $R_{24}$  та реакцію  $R_{05}$  визначаємо із векторного рівняння рівноваги для усієї групи Ассура.

$$\overrightarrow{R_{24}^n} + \overrightarrow{R_{24}^t} + \overrightarrow{F_{g4}} + \overrightarrow{F_{i4}} + \overrightarrow{F_{g5}} + \overrightarrow{F_{i5}} + \overrightarrow{F_{KO}} + \overrightarrow{R_{05}} = 0.$$

Згідно цього рівняння будемо план сил у масштабі

$$\mu_F = \frac{F_{max}}{l_{F_{max}}} = \frac{1000}{200} = 5 H/мм,$$

де  $l_{F_{max}}$  – довжина вектора на плані сил, що відповідає максимальній силі, що діє на групу Ассура, мм.

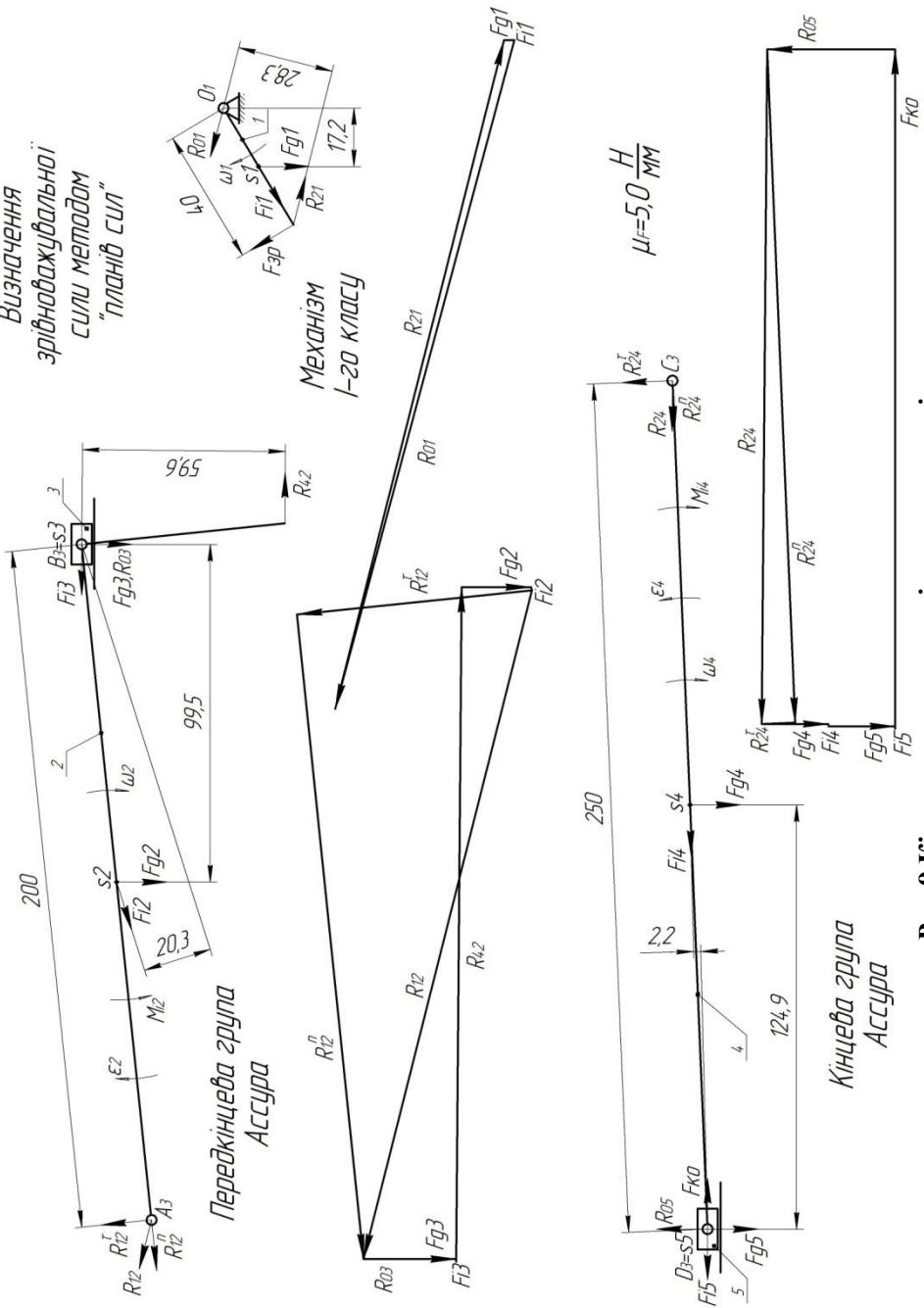
**Примітка:** векторне рівняння рівноваги починаємо та закінчуємо невідомими складовими.

$$\text{Із плану сил: } \overrightarrow{R_{24}} = \overrightarrow{R_{24}^n} + \overrightarrow{R_{24}^t}, R_{24} = 993H, R_{05} = 188H.$$

Викреслюємо передкінцеву групу Ассура (ланки 2–3), дію від'єднаних ланок замінюємо відповідними реакціями  $R_{03}$  та  $R_{12}$ .

Реакцію  $R_{12}$  розкладаємо на нормальну  $R_{12}^n$  та тангенціальну  $R_{12}^t$  складові.

Визначення зрівноважувальної сили методом "Планів сил"



Передкінцева група Ассура

Механізм І-20 класу

Кінцева група Ассура

Рис.9 Кінгостатичне дослідження механізму



У точці  $C$  прикладаємо реакцію  $\overrightarrow{R_{42}} = -\overrightarrow{R_{24}}$ .

Тангенціальну складову реакції  $R_{12}$  визначаємо із умови рівноваги ланки 2.

$$\sum M_{F(B)} = 0.$$

$$R_{12}^r h_{R_{12}^r} - F_{g2} h_{F_{g2}} - F_{i2} h_{F_{i2}} - R_{42} h_{R_{42}} - \frac{M_{i2}}{\mu_l} = 0 \rightarrow R_{12}^r = 347,64H,$$

де  $h_{R_{12}^r}$ ,  $h_{F_{g2}}$ ,  $h_{F_{i2}}$ ,  $h_{R_{42}}$  – відповідно плечі сил  $R_{12}^r$ ,  $F_{g2}$ ,  $F_{i2}$ ,  $R_{42}$ , які беруться із креслення виконаного у масштабі  $\mu_l$ .

Нормальну складову реакції  $R_{12}$  та реакцію  $R_{03}$  визначаємо із векторного рівняння рівноваги для усієї групи Ассура.

$$\overrightarrow{R_{12}^n} + \overrightarrow{R_{12}^r} + \overrightarrow{F_{g2}} + \overrightarrow{F_{i2}} + \overrightarrow{F_{g3}} + \overrightarrow{F_{i3}} + \overrightarrow{R_{42}} + \overrightarrow{R_{03}} = 0.$$

Із плану сил:  $\overrightarrow{R_{12}} = \overrightarrow{R_{12}^n} + \overrightarrow{R_{12}^r}$ ,  $R_{12} = 1015H$ ,  $R_{03} = 38,5H$ .

Викреслюємо механізм I-го класу (ланки  $\emptyset-I$ ), дію від'єднаних ланок замінюємо реакцією  $\overrightarrow{R_{21}} = -\overrightarrow{R_{12}}$ .

Зрівноважувальну силу  $F_{3p}$  знаходимо із рівняння рівноваги ланки 1.

$$\sum M_{F(O)} = 0.$$

$$F_{3p} h_{F_{3p}} - F_{g1} h_{F_{g1}} - R_{21} h_{R_{21}} = 0 \rightarrow F_{3p} = 724,86H,$$

де  $h_{F_{3p}}$ ,  $h_{F_{g1}}$ ,  $h_{R_{21}}$  – відповідно плечі сил  $F_{3p}$ ,  $F_{g1}$ ,  $R_{21}$ , які беруться із креслення виконаного у масштабі  $\mu_l$ .

Реакцію  $R_{01}$  визначаємо із векторного рівняння рівноваги для механізму I-го класу.

$$\overrightarrow{R_{21}} + \overrightarrow{F_{g1}} + \overrightarrow{F_{i1}} + \overrightarrow{R_{01}} = 0.$$

Із плану сил:  $R_{01} = 1019H$ .

4.3. Визначення зрівноважувальної сили методом «важіля Жуковського».

Переносимо всі сили у відповідні точки на повернутий план швидкостей (див. рис.7). Складаємо рівняння рівноваги відносно полюсу.

$$\sum M_{F(p_v)} = 0.$$

$$F_{3p} h_{F_{3p}} - F_{g1} h_{F_{g1}} - F_{g2} h_{F_{g2}} + F_{g4} h_{F_{g4}} - F_{KO} h_{F_{KO}} + F_{i2} h_{F_{i2}} + F_{i3} h_{F_{i3}} + F_{i4} h_{F_{i4}} + F_{i5} h_{F_{i5}} - F_{Mi2} h_{F_{Mi2}} - F_{Mi4} h_{F_{Mi4}} + F'_{Mi2} h_{F'_{Mi2}} + F'_{Mi4} h_{F'_{Mi4}} = 0,$$

де  $h_{F_{3p}}$ ,  $h_{F_{g1}}$ ,  $h_{F_{g2}}$ ,  $h_{F_{g4}}$ ,  $h_{F_{KO}}$ ,  $h_{F_{i2}}$ ,  $h_{F_{i3}}$ ,  $h_{F_{i4}}$ ,  $h_{F_{i5}}$ ,  $h_{F_{Mi2}}$ ,  $h_{F_{Mi4}}$ ,  $h_{F'_{Mi2}}$ ,  $h_{F'_{Mi4}}$  – відповідно плечі сил  $F_{3p}$ ,  $F_{g1}$ ,  $F_{g2}$ ,  $F_{g4}$ ,  $F_{KO}$ ,  $F_{i2}$ ,  $F_{i3}$ ,  $F_{i4}$ ,  $F_{i5}$ ,  $F_{Mi2}$ ,  $F_{Mi4}$ ,  $F'_{Mi2}$ ,  $F'_{Mi4}$ , які беруться із плану швидкостей.

$$F_{3p} = 724,45H.$$

4.4. Порівнюємо величини зрівноважувальної сили отриманої методами «важіла Жуковського» та «планів сил».

$$\delta_{F_{3p}} = \frac{|F_{3p}^{6,жс} - F_{3p}^{пл}|}{F_{3p}^{6,жс}} \cdot 100\% = \frac{|724,45 - 724,86|}{724,45} \cdot 100\% = 0,1\% < [\delta_{F_{3p}}] = 5\%.$$

### ЗАДАЧА 5.

Зведення сил.

Зведений до ланки  $I$  момент від сили корисного опору знаходимо із умови рівності миттєвих потужностей.

$$M_{36} \cdot \omega_1 = F_{KO} \cdot v_{S5} \cdot \cos(\overrightarrow{F_{KO}} \overrightarrow{v_{S5}}),$$

де  $F_{KO} = 1000H$  (див. п.4.1),  $\omega_1 = 25,31rad/c$  (див. п.3.1),  $v_{S5} = 1,38m/c$  (див. п.3.2),  $\cos(\overrightarrow{F_{KO}} \overrightarrow{v_{S5}}) = -1$  (так як  $\overrightarrow{F_{KO}} \overrightarrow{v_{S5}} = 180^\circ$ ).

$$M_{36} = -\frac{F_{KO} \cdot v_{S5}}{\omega_1} = -\frac{1000 \cdot 1,38}{25,31} = -54,52H \cdot m.$$

Знак « $\leftrightarrow$ » показує, що робота необхідна для здолення сили корисного опору зменшує енергію двигуна.

### ЗАДАЧА 6.

Зведення мас.

Зведений до ланки  $I$  динамічний момент інерції знаходимо із умови рівності кінетичних енергій.

$$I_{36} = \frac{m_1 \cdot v_{S1}^2 + I_{S1} \cdot \omega_1^2 + m_2 \cdot v_{S2}^2 + I_{S2} \cdot \omega_2^2 + m_3 \cdot v_{S3}^2 + m_4 \cdot v_{S4}^2 + I_{S4} \cdot \omega_4^2 + m_5 \cdot v_{S5}^2}{\omega_1^2} = \frac{1,6 \cdot 1,01^2 + 0,001 \cdot 25,31^2 + 10,4 \cdot 1,29^2 + 0,2812 \cdot 4,38^2 + 10 \cdot 0,86^2 + 10 \cdot 1,38^2 + 0,25 \cdot 0,1^2 + 10 \cdot 1,38^2}{25,31^2},$$

де  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  – маси ланок;  $I_{S1}, I_{S2}, I_{S4}$  – динамічні моменти інерції ланок (див. задачу 4);  $v_{S1}, v_{S2}, v_{S3}, v_{S4}, v_{S5}$  – лінійні швидкості центрів мас ланок;  $\omega_1, \omega_2, \omega_4$  – кутові швидкості ланок (див. задачу 3).

$$I_{36} = 0,11кг \cdot м^2.$$

## Література

1. Практикум з курсу «Теорія механізмів і машин» / В. М.Стрілець, Б. І.Червоний, І. Т.Шинкаренко, І. О.Похильчук. Рівне : НУВГП, 2006. 107 с.
2. Червоний Б. І. Теорія механізмів і машин. ІКНМЗ. Рівне: НУВГП, 2006. 160 с.
3. Теорія механізмів і машин. Розв'язання задач : навч. посібн. / Бабенко Є. М., Корнієнко А. О., Башта О. В., Крижановський А. С. Київ : Вид-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2010. 120 с.
4. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій : підручник / Бурлака В. В., Кучеренко С. І., Мазоренко Д. І., Тищенко Л. М. Харків, 2009. 340 с

## ДОДАТКИ

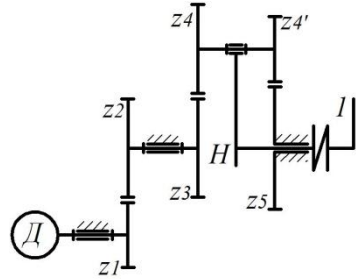
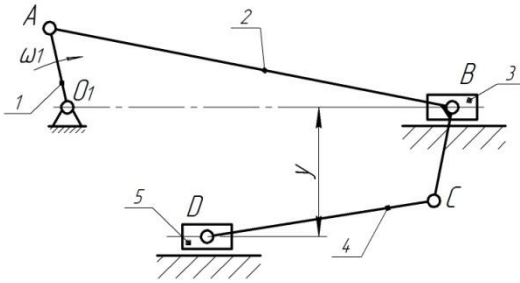
Додаток Д1

### ВРАХОВУЮТЬСЯ ЛИШЕ ЗАДАНІ МАСА $m_i$ ТА ДИНАМІЧНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ $I_{Sj}$

### ЗРАЗОК ОФОРМЛЕННЯ ЗАВДАННЯ НА САМОСТІЙНУ РОБОТУ

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму



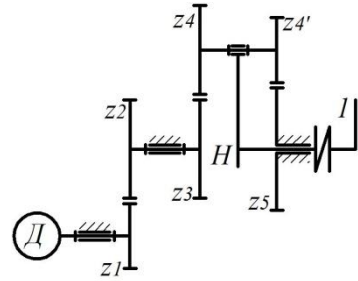
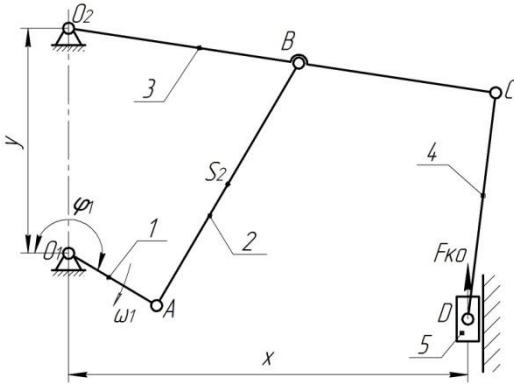
Показник	Од.виміру	Величина
$l_{AO1}$	<i>м</i>	0,08
$l_{AB}$	<i>м</i>	0,4
$l_{CD}$	<i>м</i>	0,5
$l_{BC}$	<i>м</i>	0,12
$y$	<i>м</i>	0,4
$n_{дв}$	<i>об/хв</i>	1450
$m_i$	<i>кг</i>	$20 \cdot l_i$
$I_{Sj}$	<i>кг·м<sup>2</sup></i>	$0,1 m_j \cdot l_j^2$
$F_{КО}$	<i>Н</i>	1000
$z_1$	—	25
$z_2$	—	50
$z_3$	—	20
$z_4$	—	30
$z_{4'}$	—	15
$z_5$	—	40

**Примітка:** при розв'язуванні задач враховуються лише задані маса  $m_i$  та динамічний момент інерції  $I_{Sj}$ .

ЗАВДАННЯ №1

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму

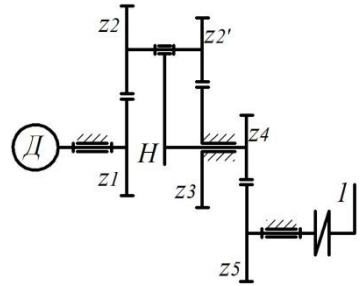
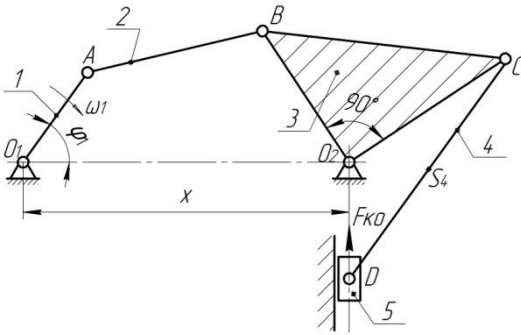


Поз-начення	Од. вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AO_1}$	мм	65	60	63	63	50	58	60	65	40	45
$l_{AB}$	мм	170	165	168	160	156	148	150	150	165	150
$l_{CO_2}$	мм	126	114	116	125	130	122	128	130	130	135
$l_{BO_2}$	мм	90	80	80	90	95	80	75	78	80	80
$l_{CD}$	мм	90	82	80	100	120	95	90	100	120	120
$x$	мм	168	160	146	167	160	162	165	140	145	140
$y$	мм	144	140	126	143	140	146	148	140	136	130
$\varphi_1$	°	210	225	210	240	225	120	150	135	120	225
$m_2$	кг	48	50	48	52	54	50	52	48	54	52
$m_5$	кг	100	106	102	100	110	108	100	98	106	102
$I_{S_2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,03	0,03	0,028	0,035	0,03	0,032	0,03	0,028	0,036	0,03
$F_{K0}$	Н	860	900	840	900	1000	920	860	800	1200	860
$n_{об}$	об/хв	1450	1460	1455	1475	1450	1455	1460	1465	1470	1450
$z_1$	—	20	22	20	21	18	20	25	24	22	26
$z_2$	—	80	96	100	84	96	90	125	96	100	104
$z_3$	—	30	20	35	32	26	28	37	35	28	36
$z_4$	—	32	24	37	30	30	26	35	33	30	32
$z_{4'}$	—	30	26	33	30	28	32	33	30	32	28
$z_5$	—	48	52	66	56	52	64	66	62	54	58

## ЗАВДАННЯ №2

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму

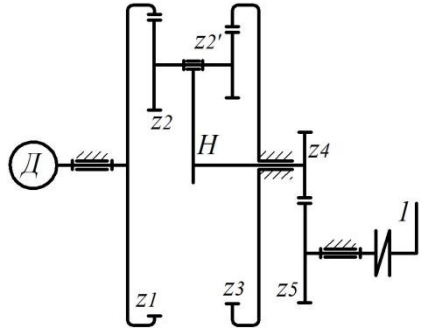
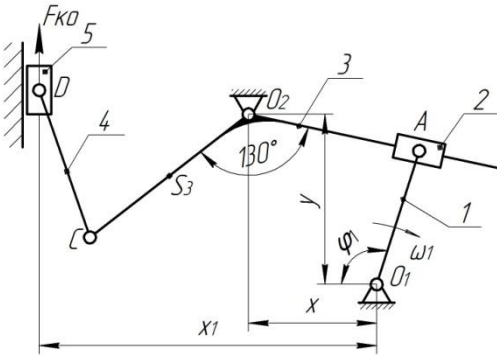


Поз-начення	Од. вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AO_1}$	мм	90	80	72	90	62	80	75	78	80	90
$l_{AB}$	мм	170	165	168	176	166	158	160	150	175	150
$l_{CO_2}$	мм	122	128	130	130	135	126	114	116	125	130
$l_{BO_2}$	мм	180	155	186	167	146	160	162	154	165	170
$l_{CD}$	мм	290	282	280	300	320	295	290	300	220	220
$x$	мм	268	260	246	267	260	262	265	240	245	240
$\varphi_1$	°	120	300	150	240	225	120	150	135	120	180
$m_4$	кг	78	80	78	82	84	80	82	78	84	82
$m_5$	кг	120	116	112	108	130	118	104	108	106	102
$I_{S_4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,08	0,08	0,078	0,085	0,08	0,082	0,08	0,078	0,086	0,08
$F_{KO}$	Н	800	600	800	900	700	900	800	800	1000	800
$n_{об}$	об/хв	1455	1460	1465	1470	1450	1450	1460	1455	1475	1450
$z_1$	—	20	22	20	21	18	20	25	24	22	26
$z_2$	—	80	96	100	84	96	90	125	96	100	104
$z_{2'}$	—	30	26	33	30	28	32	33	30	32	28
$z_3$	—	30	20	35	32	26	28	37	35	28	36
$z_4$	—	32	24	37	30	30	26	35	33	30	32
$z_5$	—	48	52	66	56	52	64	66	62	54	58

### ЗАВДАННЯ №3

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму

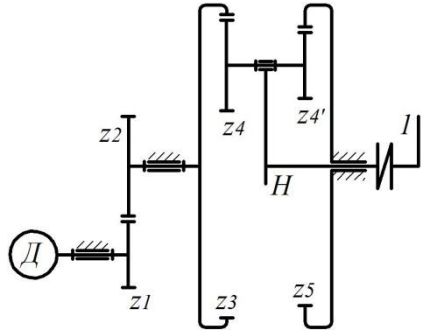
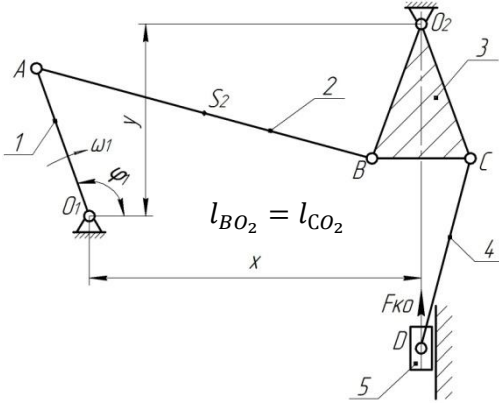


Поз- начення	Од. вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AO_1}$	мм	73	75	85	70	72	60	76	72	75	80
$l_{CO_2}$	мм	240	242	250	210	230	180	248	220	240	250
$l_{CD}$	мм	132	135	140	128	130	120	138	132	130	140
$x$	мм	134	130	176	131	132	125	135	130	134	150
$x_1$	мм	420	380	428	400	400	380	426	410	420	440
$y$	мм	92	96	98	100	91	96	96	91	94	100
$\varphi_1$	°	300	330	270	315	270	300	315	0	30	35
$m_3$	к2	30	40	35	45	36	30	46	38	41	34
$m_5$	к2	80	120	96	98	84	79	102	85	94	97
$I_{S3}$	к2·м <sup>2</sup>	0,023	0,023	0,028	0,032	0,031	0,033	0,031	0,026	0,026	0,023
$F_{KO}$	Н	1700	1500	2500	1200	2000	1800	1700	1600	2600	2400
$n_{об}$	об/хв	1450	1460	1455	1475	1450	1455	1460	1465	1470	1450
$z_1$	—	120	122	120	121	118	120	125	124	122	126
$z_2$	—	80	96	100	84	96	90	125	96	100	104
$z_{2'}$	—	20	22	20	21	18	20	25	24	22	26
$z_3$	—	130	120	135	132	126	128	137	135	128	136
$z_4$	—	32	24	37	30	30	26	35	33	30	32
$z_5$	—	90	125	96	100	104	64	66	96	100	84

### ЗАВДАННЯ №4

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму



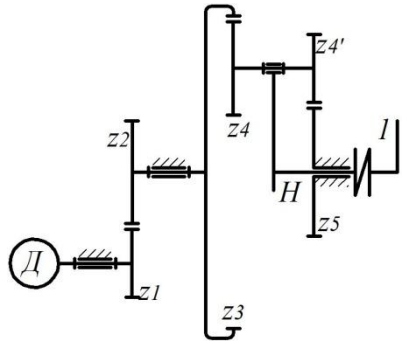
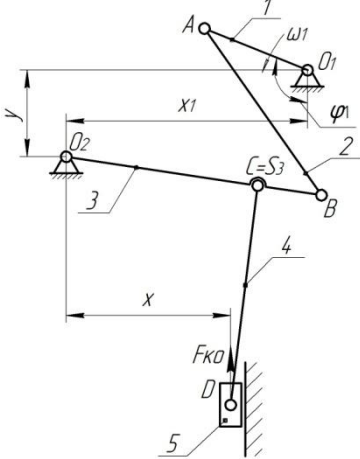
Поз- начення	Од. вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AO_1}$	мм	150	200	230	130	220	180	200	150	140	135
$l_{AB}$	мм	750	655	680	650	560	648	650	750	665	550
$l_{BO_2}$	мм	500	600	600	550	450	550	655	700	580	680
$l_{CB}$	мм	200	250	260	220	180	250	265	300	230	245
$l_{CD}$	мм	450	560	580	520	560	500	620	580	600	560
$x$	мм	900	960	1000	920	940	900	1000	980	920	1000
$y$	мм	400	500	460	550	480	520	460	520	650	565
$\varphi_1$	°	30	45	40	35	60	55	30	120	135	145
$m_2$	кг	7	6	8	7,5	6,5	6,2	7,8	8	6,6	7,5
$m_5$	кг	13	12	14	13	12	11	13	12,5	18	20
$I_{S_2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,023	0,023	0,022	0,025	0,023	0,032	0,023	0,022	0,026	0,023
$F_{KO}$	Н	1200	1400	1000	1300	1450	1250	1355	1400	1250	1150
$n_{об}$	об/хв	1450	1460	1455	1475	1450	1455	1460	1465	1470	1450
$z_1$	—	32	24	37	30	30	26	35	33	30	32
$z_2$	—	80	96	100	84	96	90	125	96	100	104
$z_3$	—	230	220	235	232	226	228	237	235	228	236
$z_4$	—	32	24	37	30	30	26	35	33	30	32
$z_{4'}$	—	30	26	33	30	28	32	33	30	32	28
$z_5$	—	148	152	166	156	152	164	166	162	154	158



## ЗАВДАННЯ №5

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму

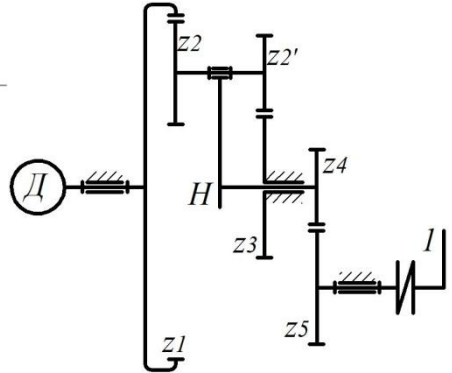
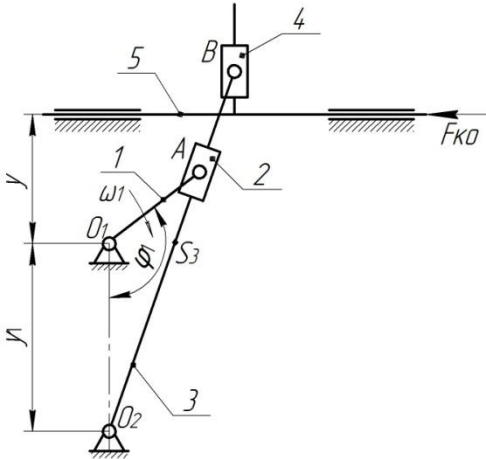


Поз- начення	Од. вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AO_1}$	мм	30	50	40	35	34	45	46	38	48	33
$l_{AB}$	мм	200	265	168	260	156	248	250	250	265	250
$l_{BO_2}$	мм	326	114	316	325	280	322	128	330	330	135
$l_{BC}$	мм	90	80	80	90	95	80	75	78	80	80
$l_{CD}$	мм	125	130	132	128	126	132	130	125	128	134
$x$	мм	68	60	46	67	60	62	65	40	45	40
$x_1$	мм	180	190	125	210	186	178	184	135	152	146
$y$	мм	170	175	130	200	172	146	169	152	189	195
$\varphi_1$	°	210	225	210	240	225	120	150	135	120	225
$m_3$	кг	4,8	5	4,8	5,2	5,4	5	5,2	4,8	5,4	5,2
$m_5$	кг	10	16	12	10	11	18	10	9,8	16	12
$I_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,1	0,13	0,12	0,15	0,2	0,132	0,13	0,128	0,136	0,13
$F_{KO}$	Н	1100	1550	1200	900	1000	920	1500	1450	1200	1150
$n_{дв}$	об/хв	1450	1460	1455	1475	1450	1455	1460	1465	1470	1450
$z_1$	—	20	22	20	21	18	20	25	24	22	26
$z_2$	—	80	96	100	84	96	90	125	96	100	104
$z_3$	—	230	220	235	232	226	228	237	235	228	236
$z_4$	—	32	24	37	30	30	26	35	33	30	32
$z_{4'}$	—	30	26	33	30	28	32	33	30	32	28
$z_5$	—	48	52	66	56	52	64	66	62	54	58

## ЗАВДАННЯ №6

схема важільного механізму

схема зубчастого механізму



Поз- начення	Од. вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{AO_1}$	мм	85	80	83	83	80	78	90	85	80	85
$l_{BO_2}$	мм	490	480	480	490	495	480	475	478	480	480
$y_1$	мм	290	282	280	200	220	295	290	300	220	220
$y$	мм	180	175	176	170	180	120	165	125	145	155
$\varphi_1$	°	30	45	50	40	125	120	50	35	20	25
$m_3$	кг	48	50	48	52	54	50	52	48	54	52
$m_5$	кг	200	106	202	200	210	208	200	198	206	202
$I_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,02	0,02	0,018	0,025	0,02	0,022	0,02	0,018	0,026	0,02
$F_{KO}$	Н	5500	6000	6500	5000	7000	5500	6000	6500	7000	5700
$n_{дв}$	об/хв	1450	1460	1455	1475	1450	1455	1460	1465	1470	1450
$z_1$	—	120	122	120	121	118	120	125	124	122	126
$z_2$	—	48	52	66	56	52	64	66	62	54	58
$z_{2'}$	—	30	26	33	30	28	32	33	30	32	28
$z_3$	—	80	96	100	84	96	90	125	96	100	104
$z_4$	—	22	24	27	20	30	26	25	23	30	22
$z_5$	—	48	52	66	56	52	64	66	62	54	58

**Додаток ДЗ**

**ЗРАЗОК ОФОРМЛЕННЯ ТИТУЛКИ ЗВІТУ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ**

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

## ***З В І Т***

*про самостійне вивчення дисципліни  
«Теорія механізмів і машин»*

*шифр 369852*

*Виконав: студент           ЗВ,  
ННМІ,  
МБ-21(і),  
**Попенко А.Ю.***

*Перевірив: доцент, к.т.н.,  
**Похильчук І.О.***

***Рівне - 2024***