

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ



Інженерно-енергетичний факультет  
Кафедра загальнотехнічних дисциплін

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН:**

методичні рекомендації для виконання практичних робіт  
здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
ОПП "Агроінженерія" спеціальності 208 "Агроінженерія"  
денної та заочної форми здобуття вищої освіти

Миколаїв  
2024

УДК 621.01

М 55

Рекомендовано до друку рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 11.11.24, протокол №3.

**Укладач:**

Н. А. Доценко – д-р. пед. наук, професор, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

**Рецензенти:**

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет

О. А. Горбенко – канд. техн. наук, доцент кафедри агроінженерії, Миколаївський національний аграрний університет

© Миколаївський національний аграрний університет, 2024

© Доценко Н. А., 2024

## Зміст

Вступ.....	4
Практична робота №1 «Класифікація кінематичних пар» .....	5
Практична робота №2 «Структурна класифікація плоских механізмів».....	9
Практична робота №3 «Структурний аналіз механізмів» .....	19
Практична робота № 4 «Кінематичний аналіз механізму методом планів» .....	29
Література .....	42

## Вступ

Теорія механізмів і машин є однією з основних загальнотехнічних дисциплін, яку вивчають здобувачі вищої освіти інженерних спеціальностей. Зокрема, знання будови і класифікації механізмів, методів кінематичного та динамічного дослідження, проектування їхніх схем, що є загальними для механізмів і машин різного призначення, необхідні для створення сучасних машин, їх вмілого використання та експлуатації. У ряді випадків ці знання (з методів дослідження, проектування тощо) необхідні для того, щоб розробити технічне завдання на конструювання нових механізмів та машин чи вдосконалення існуючих. У процесі викладання технічних дисциплін здобувачам вищої освіти необхідно ознайомитися з будовою, принципом дії, технічними характеристиками та застосуванням великої кількості різноманітних машин, механізмів, приладів.

Теорія механізмів і машин являється науковою основою дисциплін, що вивчають методи проектування машин та їх будову, та ставить перед собою такі задачі: навчити здобувачів вищої освіти загальним методам дослідження і проектування механізмів машин і приладів та розуміти загальні принципи реалізації руху з допомогою механізмів, взаємодію механізмів у машині, що обумовлює кінематичні і динамічні властивості механічної системи.

## Практична робота №1 «Класифікація кінематичних пар»

Кінематичні пари класифікують за числом ( $S$ ) умов зв'язку (обмежень), які накладає пара на рух однієї ланки відносно іншої, рідше – за числом ( $H$ ) ступенів вільності у відносному русі ланок. Число ступенів вільності у відносному русі ланок визначає вид пари за рухомістю. Розрізняють кінематичні пари одно-, дво-, три-, чотири-, і п'ятирухомі.

Числом ступенів вільності механічної системи називають число незалежних її можливих переміщень.

В загальному випадку для абсолютно твердого тіла, що вільно рухається в просторі, число ступенів вільності дорівнює шести. Рух такого тіла можна уявити як обертання навколо та ковзання вздовж трьох довільно взятих взаємно перпендикулярних координатних осей (незалежно і одночасно). При плоскому русі тіло матиме три ступені вільності.

Отже, вільне в просторі тіло має шість ступенів вільності, тобто  $H=6$ . Це означає, що на рух вільного тіла не накладено ніяких обмежень.

Як вже було сказано, в механізмі вільних (не зв'язаних між собою) ланок немає. Кінематичні пари накладають обмеження на рух ланок, «змушують» їх рухатись певним чином, виконувати потрібні, задані рухи. Або, інакше, для того, щоб ланка механізму рухалась певним чином, її рух необхідно обмежити кінематичною парою.

Входження ланки в кінематичну пару з іншою ланкою накладає на їх відносний рух певні обмеження – умови зв'язку (в'язі)  $S$ .

Очевидно, що число цих умов зв'язку не може бути більшим п'яти, інакше кінематична пара стане жорстким з'єднанням двох ланок, тобто вони утворять одну ланку. Так само не може бути кінематичної пари, яка не накладає жодного зв'язку, бо при цьому матимемо дві вільні ланки.

Отже, число  $S$  умов зв'язку, що накладають кінематичні пари на відносний рух ланок, може змінюватися в межах від 1 до 5, тобто  $1 \leq S \leq 5$ . Число ступенів вільності ланки, що входить до кінематичної пари, дорівнює  $H = 6 - S$ .

Клас кінематичної пари визначається числом умов зв'язку; його можна знайти з рівності  $S = 6 - H$ .

Номер класу пари збігається з числом  $S$  умов зв'язку. Оскільки число умов зв'язку може змінюватися в межах від 1 до 5, то число класів кінематичних пар дорівнює п'яти.

На рис. 1.1 наведено основні види кінематичних пар, їх схеми та умовне позначення згідно рекомендацій міжнародних стандартів, стосовно структурних та кінематичних схем. Відзначимо, що тут наведено принципове зображення кінематичних пар, а конструктивні виконання можуть бути різними.

Найбільше застосування в механізмах машин, приладах та інших пристроях отримали обертальні кінематичні пари  $V$  класу.

*Обертальна пара* (рис. 1.1, а) – однорухома, допускає лише один відносний обертовий рух однієї ланки навколо іншої, тобто число ступенів вільності  $H=1$ ; на відносний рух ланки накладено  $S=6-H=5$  умов зв'язку (в'язей). Отже, це кінематична пара п'ятого класу. Елементи обертальної пари – це циліндричні поверхні (ланки 1 та 2 дотикаються по циліндричній поверхні); нижча пара замкнена геометрично.

*Поступальна пара* (рис. 1.1, б) – однорухома, допускає лише прямолінійний поступальний відносний рух ланок, тобто  $H=1$   $S=5$ ; отже, це кінематична пара  $V$  класу, нижча, з геометричним замиканням. Відомим прикладом конструктивного виконання такої кінематичної пари є пара поршень – циліндр двигуна внутрішнього згоряння, поршневої помпи, компресора і т.д.

Відзначимо, що кінематичні пари  $V$  класу зустрічаються в трьох варіантах. Крім названих, обертальної та поступальної, до  $V$  класу відносять також кінематичну пару гвинт – гайка (рис. 1.1, в), оскільки одна ланка відносно іншої має тільки один незалежний

рух (обертання навколо і поступальний рух вздовж осі гвинта взаємопов'язані між собою).

IV клас. *Циліндрична пара* (рис. 1.1, з) – дворухома кінематична пара, допускає незалежні обертний та поступальний відносні рухи ланок, тобто  $H=2$ , а  $S=4$ , отже, це IV клас пари. Пара нижча (ланки дотикаються по циліндричній поверхні) з геометричним замиканням.

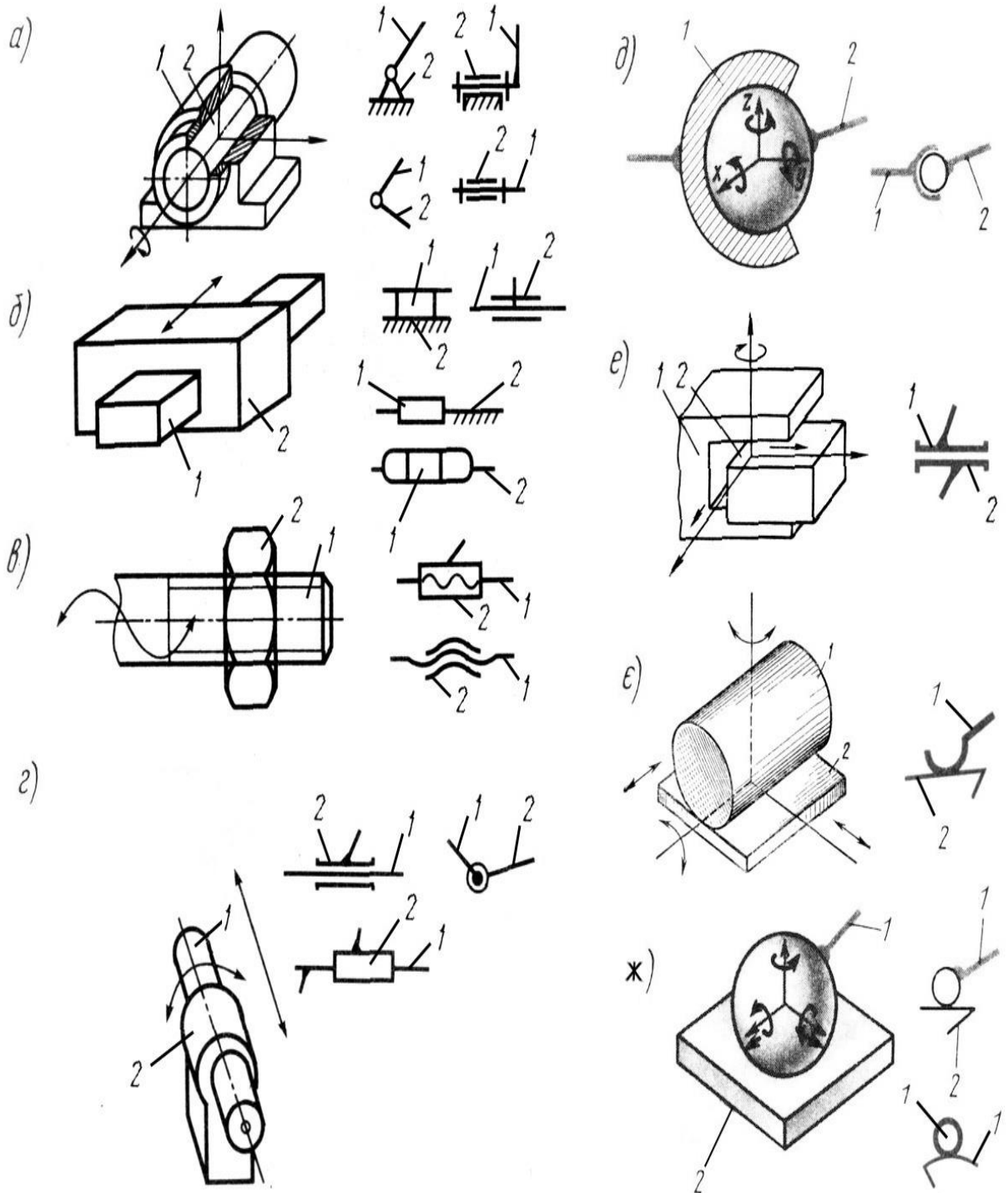


Рис. 1. 1. Класифікація кінематичних пар

III клас. *Сферична пара* (кульковий шарнір, рис. 1.1, д), *площинна пара* (рис. 1.1, е) – трирухомі кінематичні пари. Рух однієї ланки відносно іншої зводиться до трьох незалежних відносних рухів (показано стрілками);  $H=3$ ,  $S=3$ , тобто пари III класу; пари нижчі, з геометричним замиканням.

II клас. *Лінійна пара*. Наведена варіантом “циліндр-площина” (рис. 1.1, є). Чотирирухома кінематична пара; можливі незалежні відносні рухи ланок (обертові та поступальні) показані стрілками; тобто  $H = 4$ ,  $S = 2$ , II клас. Це вища пара, тому що контакт елементів ланок лінійний.

I клас. *Точкова пара* (рис. 1.1, ж). П’ятирухома кінематична пара, що являє собою кулю 1, яка перекочується з ковзанням по площині 2. Куля може здійснювати п’ять простих незалежних рухів;  $H=5$ , а  $S=1$ . Рух кулі відносно площини може бути розкладений на три обертові рухи навколо осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  та ковзання вздовж двох осей  $x$ ,  $y$ . Рух кулі вздовж вертикальної осі неможливий, тому що до низу він обмежений площиною, а при русі в протилежному напрямку порушується дотик ланок і кінематична пара перестане існувати.

В даній кінематичній парі має бути передбачене силове замикання. Пара – вища, оскільки ланки дотикаються у точці.

Зазначимо, в загальному випадку пари I класу одержують при лінійному дотику двох поверхонь, а II класу – при точковому. Як бачимо, щоб визначити клас кінематичної пари, треба одну з ланок умовно прийняти за нерухому, зв’язати з нею просторову систему координат та порахувати можливі незалежні рухи іншої ланки,  $H$  (або порахувати накладені умови зв’язку, тобто обмеження на можливі прості рухи ланки,  $S$ ). Клас кінематичної пари знаходимо з рівності  $S = 6-H$ .

**Кінематичні з’єднання.** Необхідно відмітити, що відносна рухомість ланок, що з’єднуються, може бути забезпечена також кінематичними з’єднаннями. Кінематичні з’єднання є аналогами кінематичних пар. Кінематичний ланцюг, що конструктивно замінює у механізмі кінематичну пару, називається *кінематичним*



з'єднанням. Кінематичне з'єднання може складатися з декількох ланок та кінематичних пар, але тільки дві ланки з'єднання можуть бути з'єднані з іншими ланками механізму.

Прикладами кінематичних з'єднань можуть бути кулькова вальниця, кульково-гвинтові передачі, роликові напрямні та інші (заміняють, відповідно, обертові, гвинтові та поступальні кінематичні пари). Застосування кінематичних з'єднань замість кінематичних пар дозволяє зменшити втрати на тертя, підвищити тримкість, спростити технологію виготовлення.

За поданою інформацією, необхідно заповнити таблицю.

Назва КП	Рисунок	Вид КП та пояснення	Число ступенів вільності	Кількість в'язей	Клас, нижча/вища	Тип замикання

## Практична робота №2 «Структурна класифікація плоских механізмів»

В практичній роботі № 2 необхідно вирішити задачі. Варіант 1–20 – задача 1; варіант 21-40 – задача 2.

### Приклад задачі 1.

Вирішення завдання почнемо з визначення ланок і кінематичних пар (рис. 2.4). До складу представленої схеми входять: стійка **0**, кривошип **1**, шатуни **2, 4, 6**, коромисло **5**, повзуни **3 і 7**. Всі ланки вказані на схемі арабськими цифрами. Крім стійки **0**, всі інші ланки є рухомими. Таким чином, кількість рухомих ланок в представленій схемі дорівнює  $n = 7$ . Ланки механізму з'єднані між собою наступними кінематичними парами: обертальні пари або шарніри **О, А, В, D, К, F, G, H**; поступальні пари **С і L**.

Всі перераховані пари належать до п'ятого класу за кількістю обмежень, їх загальна кількість  $p_5 = 10$ . Кінематичні пари четвертого класу в представленій схемі відсутні,  $p_4 = 0$ . Підрахуємо ступінь рухливості по структурній формулі

$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1$ . Весь механізм має одну ступінь вільності.

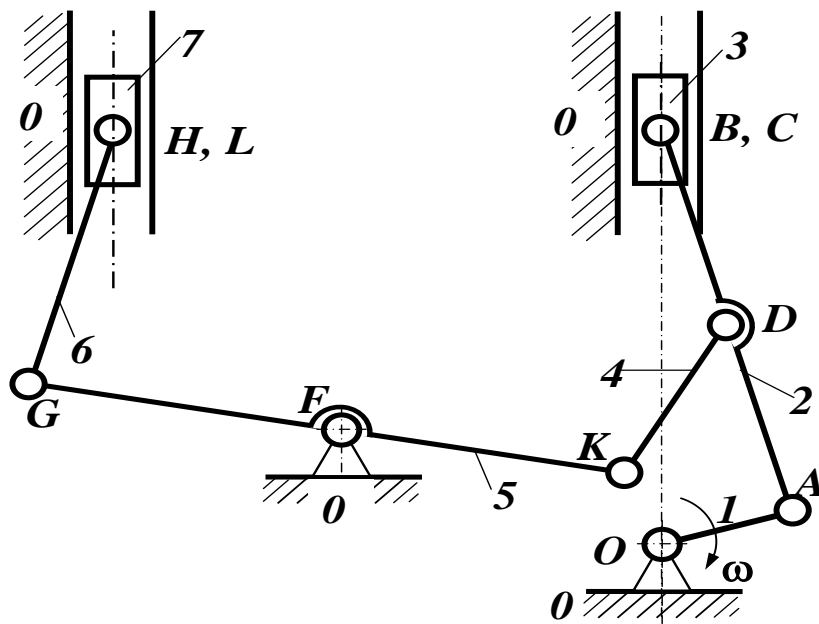


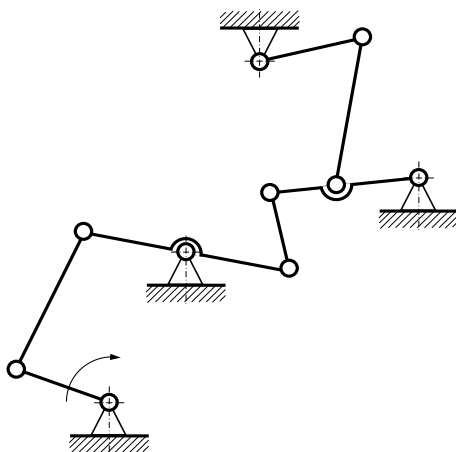
Рис.2.1. Схема механізму Дизеля з позначеннями ланок і кінематичних пар

**Повна відповідь**  $n = 7, p_5 = 10, p_4 = 0, W = 1$ .

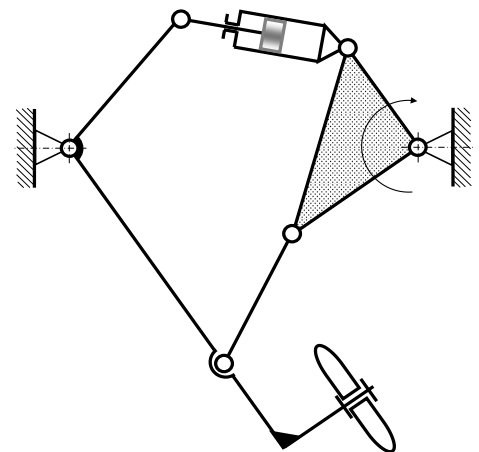
### Задача 1

У наведеній кінематичній схемі (табл. 2.1) зазначено тільки напрямок руху вхідної ланки. Необхідно визначити ланки, кінематичні пари і вказати їх на кінематичній схемі. Підрахувати по структурній формулі Чебишева ступінь рухливості  $W$ . Послідовність вирішення цього завдання розглянемо на конкретному прикладі.

Таблиця 2.1. Кінематичні схеми до задачі 1 – 20.

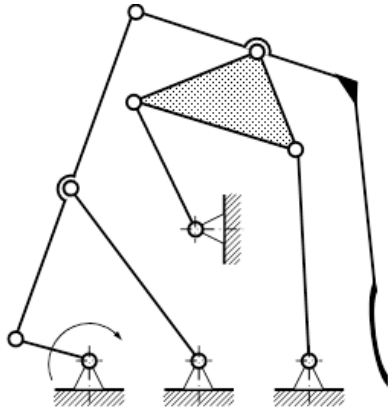


1. Механізм автомата

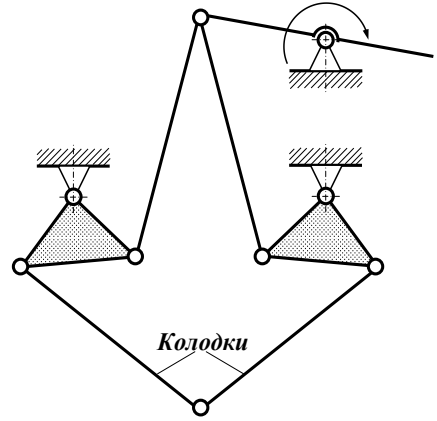


2. Механізм міксера

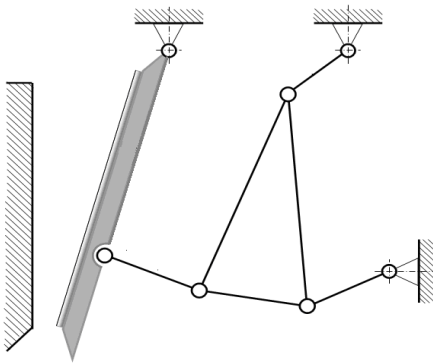
перекоосу гвинтокрила



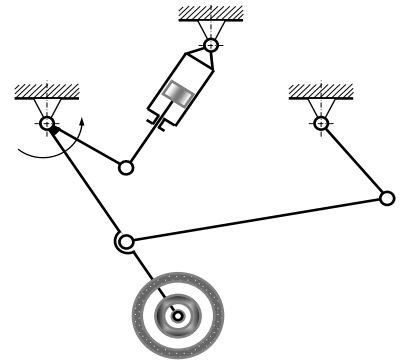
3. Механізм тістомішалки



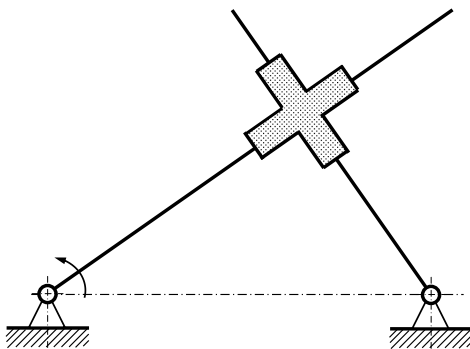
4. Механізм управління гальмівними колодками



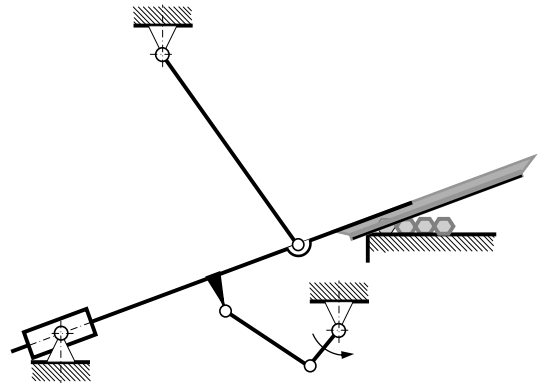
5. Механізм відрізних ножиць



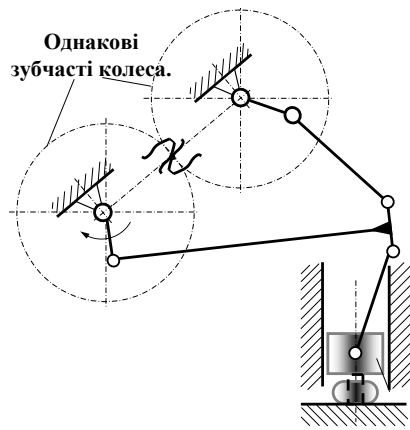
6. Механізм шасі літака



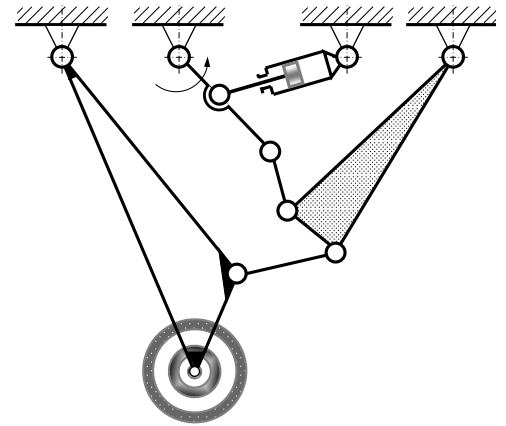
7. Муфта Ольдгейма



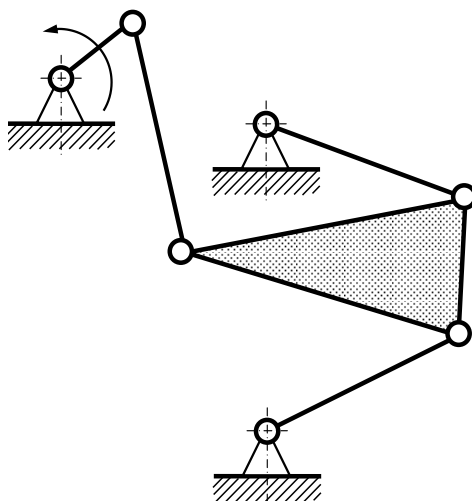
8. Механізм розрізання прутків



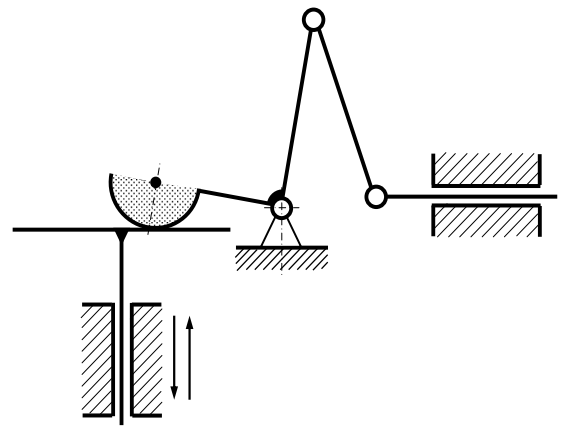
**9.** Механічний прес для штампування деталей



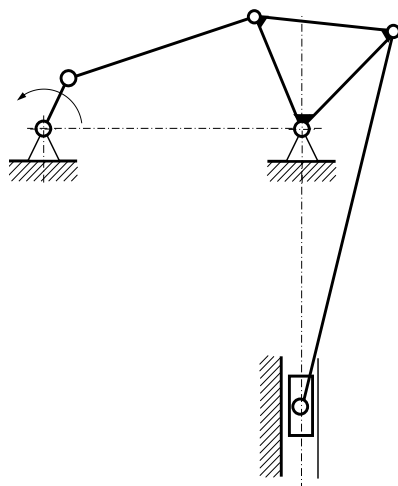
**10.** Механізм шасі літака



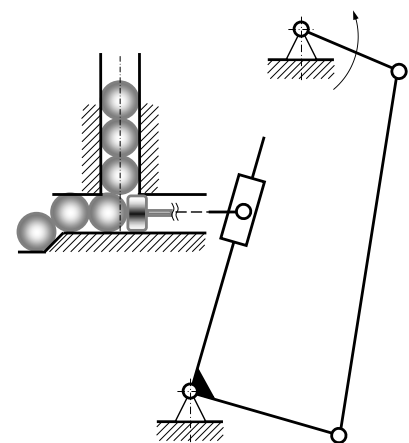
**11.** Механізм Роберта



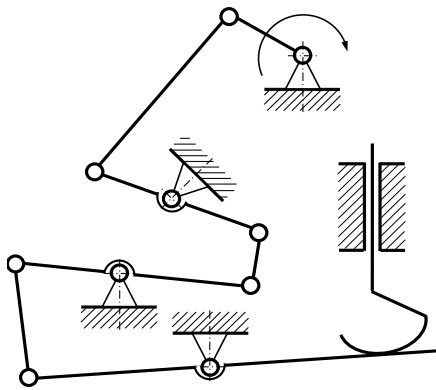
**12.** Механізм приймача тиску електричного дистанційного манометра



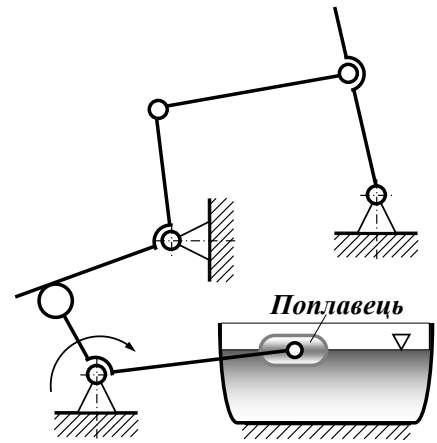
**13** Механізм преса



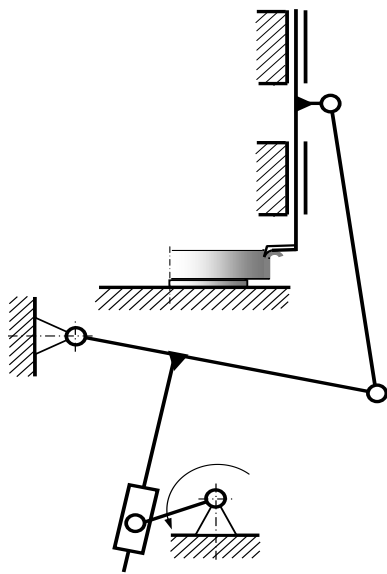
**14.** Механізм подачі деталей до транспортеру



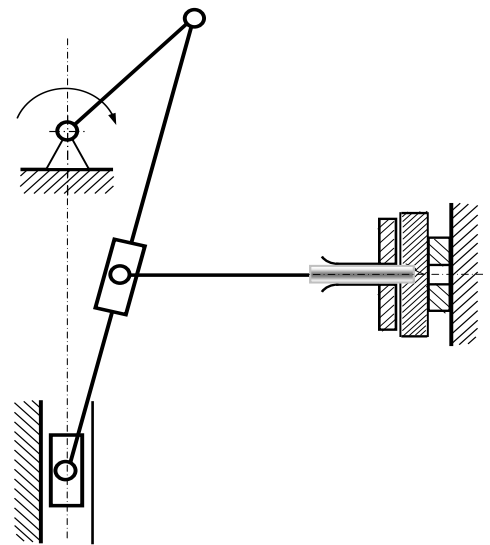
**15. Механізм управління клапаном**



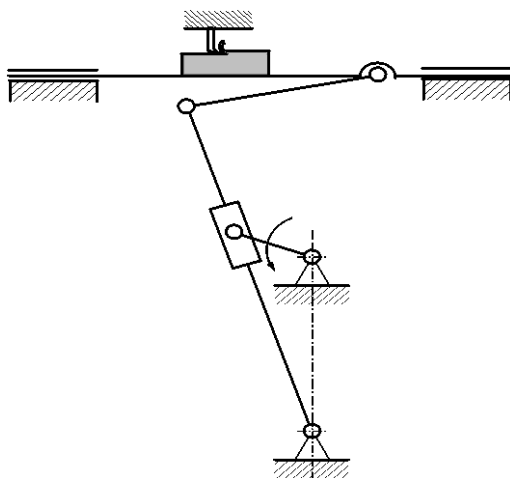
**16. Поплавковий паливо вимірювач**



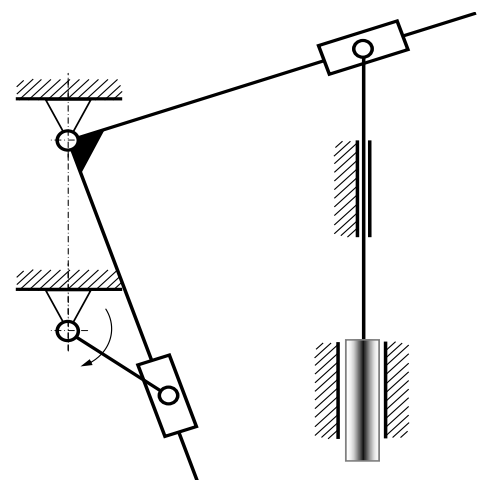
**17. Довбальний верстат**



**18. Перфораційний верстат для прошивки отворів в листовому матеріалі**



**19. Поперечно-стругальний верстат**



**20. Водяний насос**

**Приклад задачі 2.**

Визначити ланки і кінематичні пари механізму. Підрахувати за структурною формулою Чебишева ступінь рухливості.

Вирішення завдання почнемо з визначення ланок і кінематичних пар.

До складу представленої схеми входять: стійка **0**, кривошип **1** з цівкою і Мальтійський хрест **2** з шістьма пазами. Всі ланки вказані на схемі арабськими цифрами. Крім стійки **0**, всі інші ланки є рухомими. Таким чином, кількість рухомих ланок в представленій схемі дорівнює  $n = 2$ . Рухливі ланки механізму з'єднані зі стійкою двома обертовими парами  $O$  і  $O_2$  (рис. 2.2), які є парами п'ятого класу. Цівка ручки **1** рухається в пазах хреста **2** і утворює з ним вищу кінематичну пару **A** четвертого класу. Таким чином,  $p_5 = 2$  і  $p_4 = 1$ .

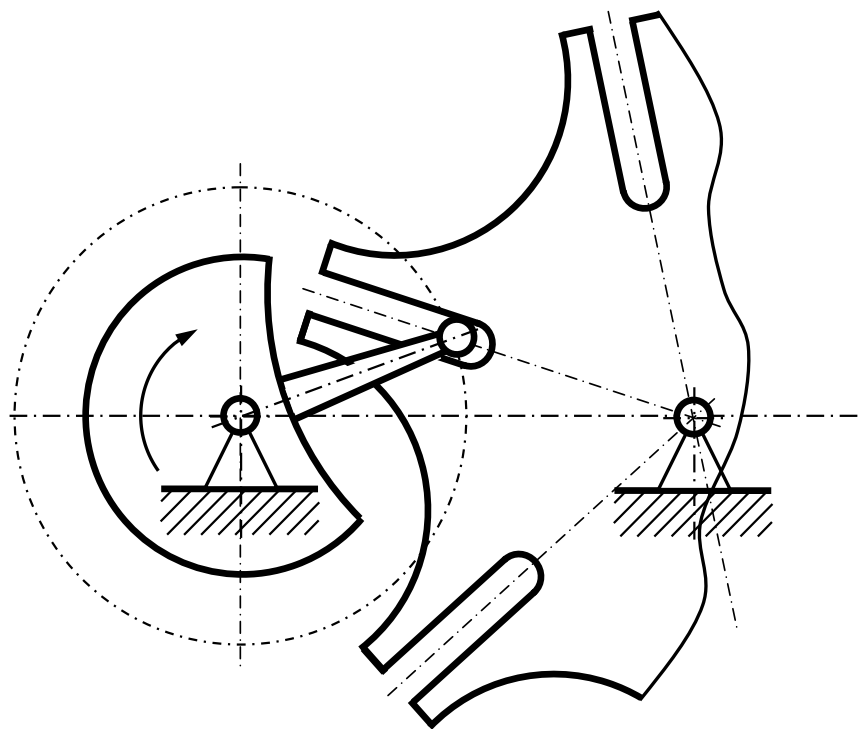


Рис.2.2. Механізм високовольтного вимикача

За формулою Чебишева визначаємо ступінь рухливості  $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$ . Як в попередньому прикладі, механізм має одну ступінь свободи, але на відміну від нього, ведуча ланка **2** рухається переривчасто.

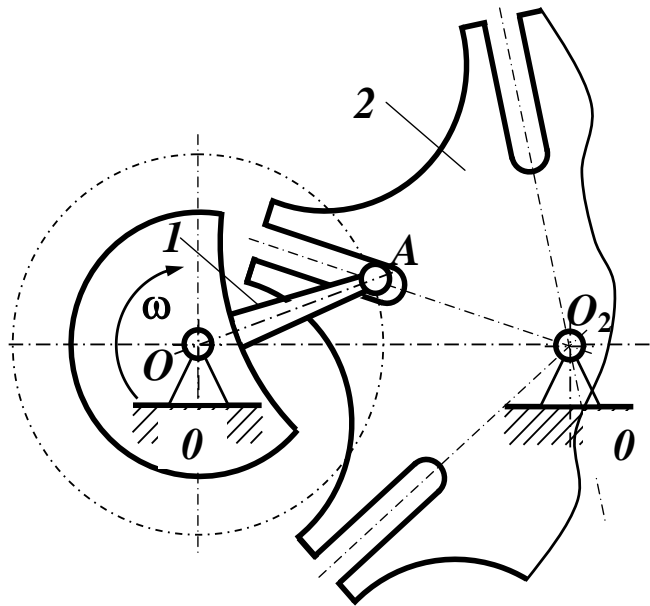


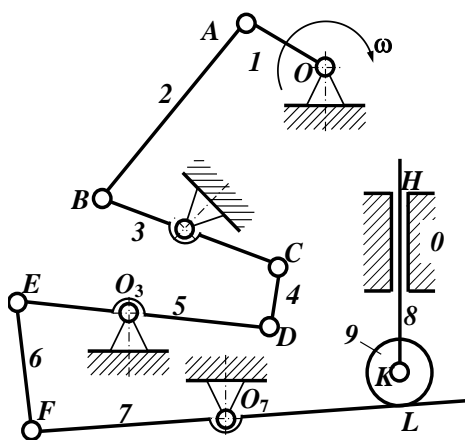
Рис.2.3. Механізм з позначеннями ланок і кінематичних пар

Повна відповідь  $n = 2, p_5 = 2, p_4 = 1, W = 1$ .

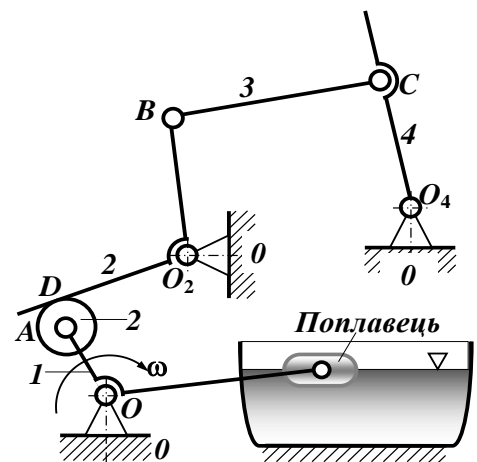
### Задача 2

Для заданого механізму (табл. 2.2) визначити за структурною формулою Чебишева число ступенів свободи. При наявності ланок, які створюють *пасивні зв'язки* або *зайві ступені свободи*, вказати їх, і після вилучення з складу механізму, підрахувати дійсне число ступенів свободи.

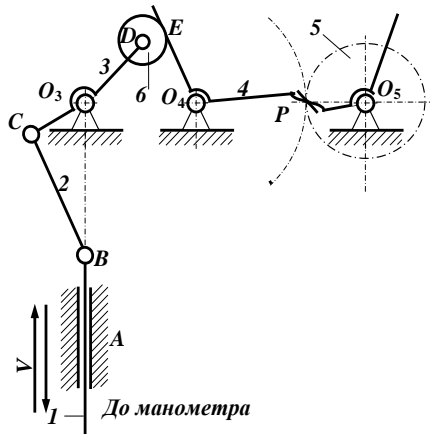
Таблиця 2.2. Кінематичні схеми до завдань 21 – 40



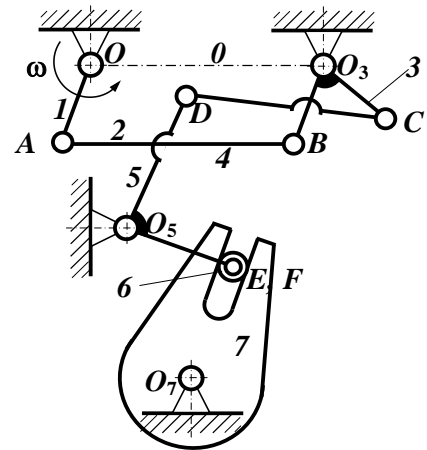
21. Механізм управління клапаном



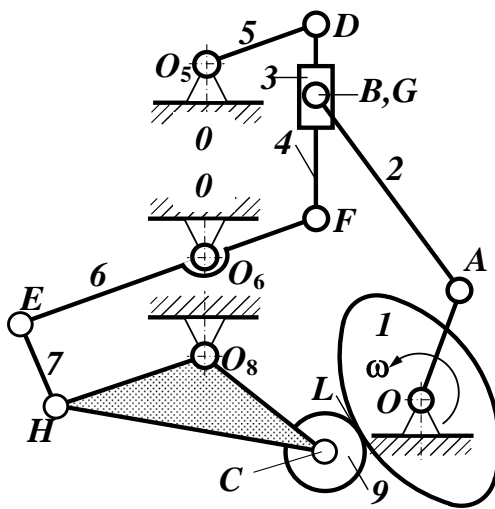
22. Поплавковий паливо вимірювач



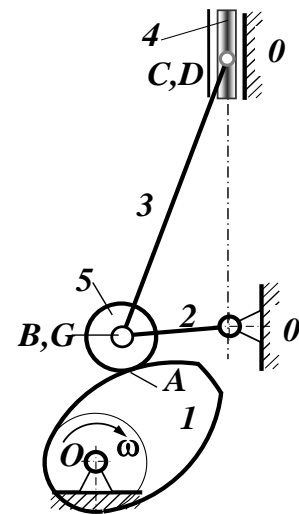
23. Механізм показчика вертикальної швидкості літака



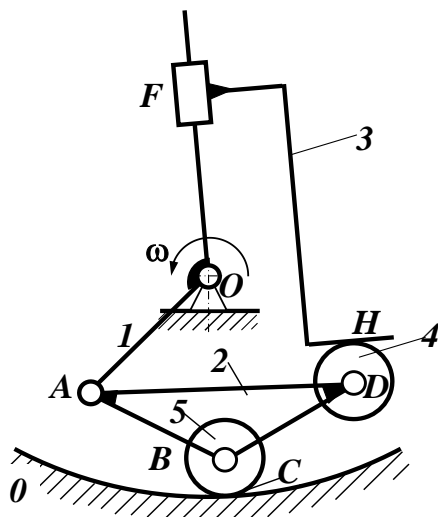
24. Механізм контактора



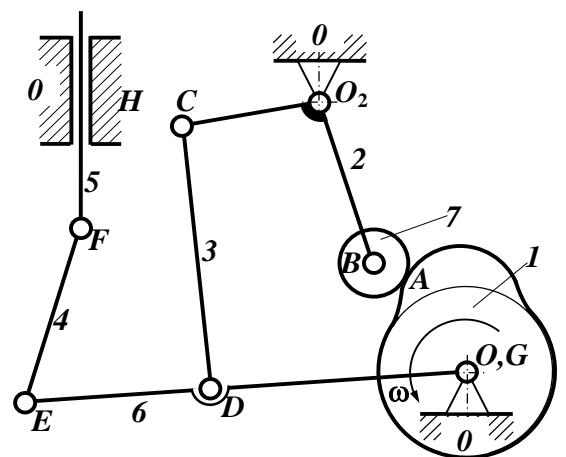
25. Механізм пилорами



26. Механізм плунжерної паливної помпи

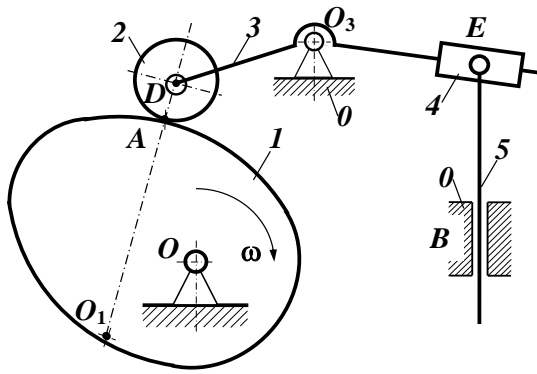


26. Механізм тістообробної машини

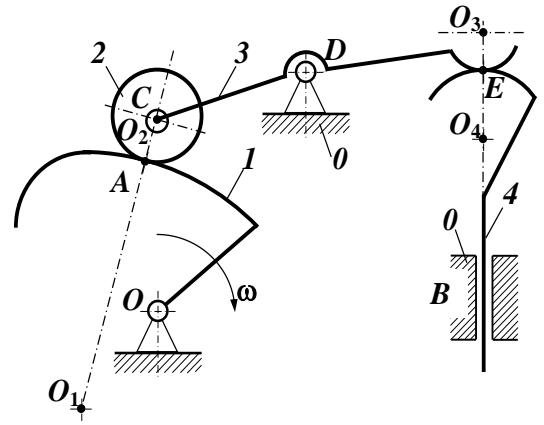


27. Механізм підйому друкарських штанг

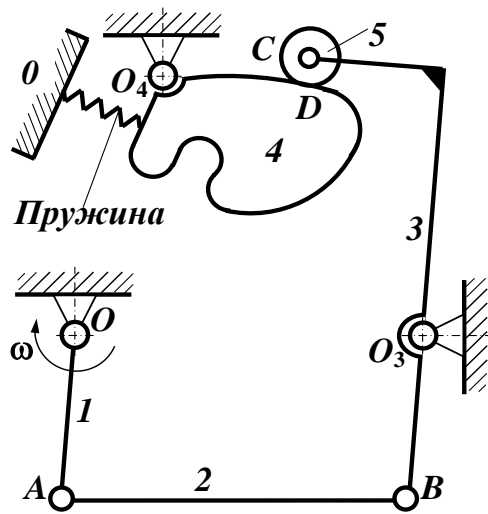




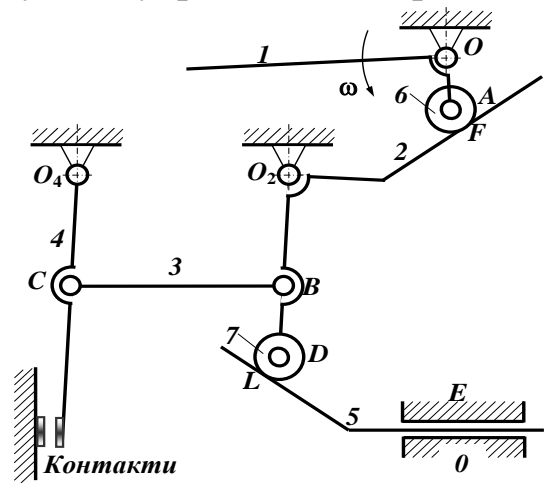
27. Механізм плунжерного насоса



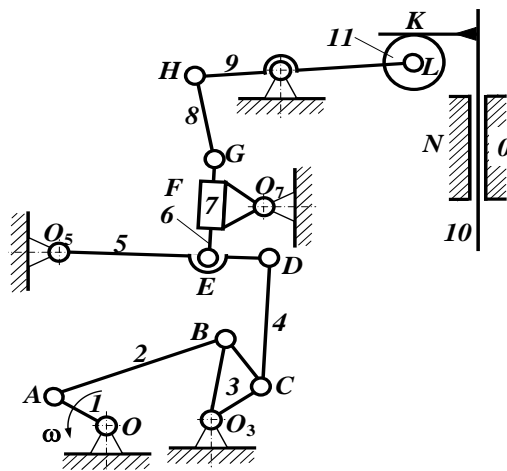
28. Механізм газорозподілу двигуна внутрішнього згоряння



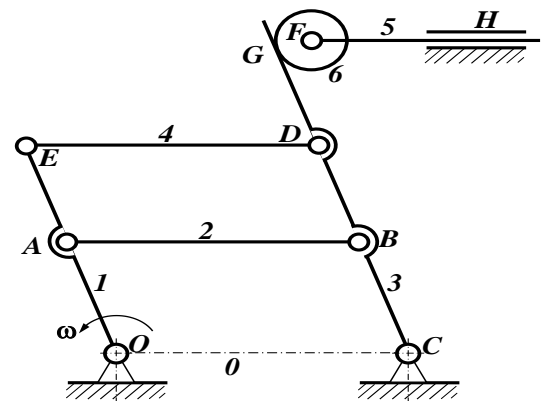
29. Механізм передньої ноги шасі літака



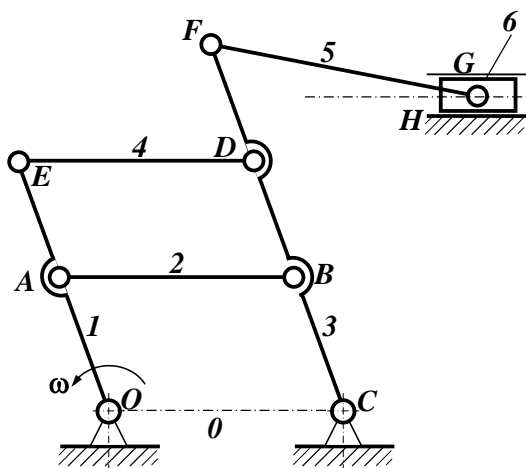
30. Механізм аварійного вимикача акумуляторів



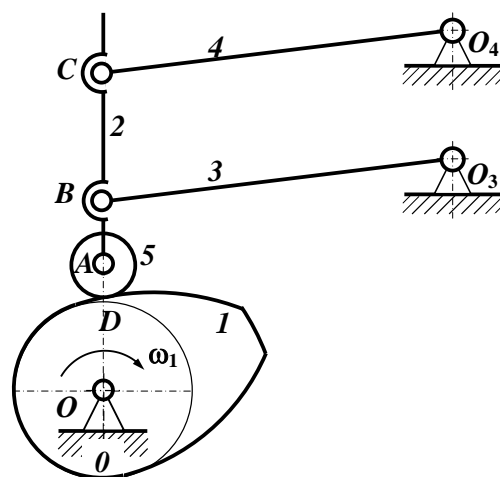
31. Механізм управління кроком гвинта гвинтокрила



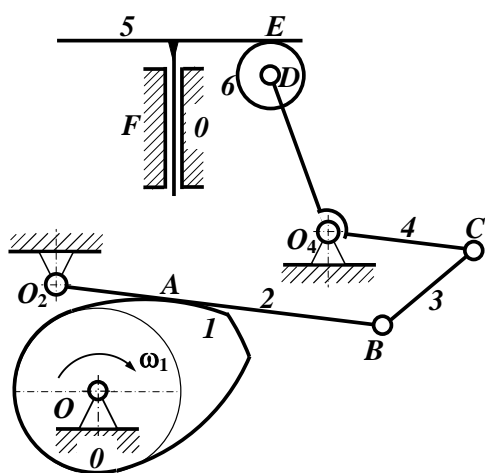
32. Механізм швидкодії контакторного пристрою регулювання напруги



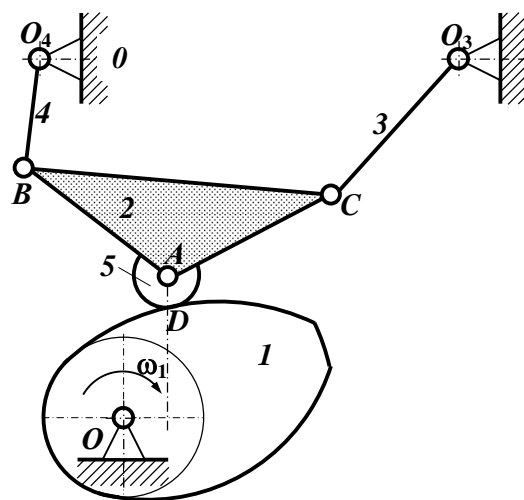
33. Механізм преса



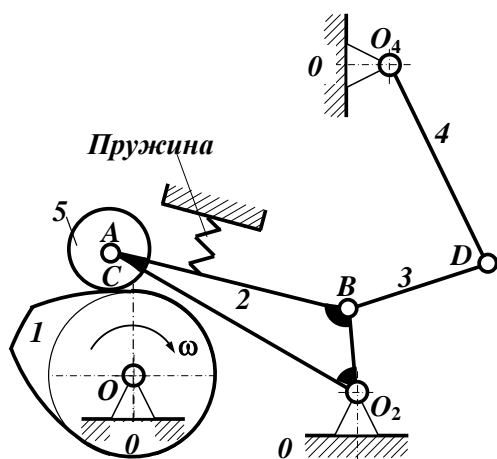
34. Кулачковий механізм



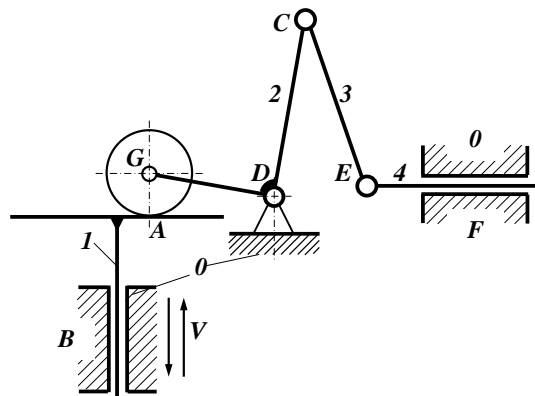
35. Кулачковий привід  
клапана



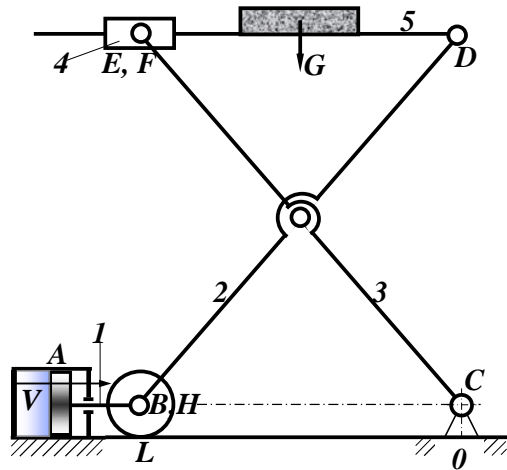
36. Кулачковий механізм



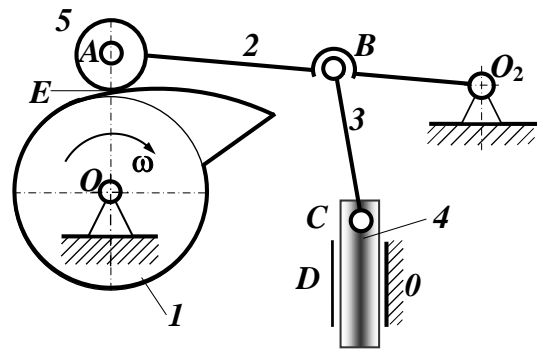
37. Кулачковий механізм



38. Механізм приймача  
тиску електричного  
дистанційного манометра



**39.** Механізм підйомної платформи



**40.** Механізм приводу клапана паророзподілу парової турбіни

### Практична робота №3 «Структурний аналіз механізмів»

В практичній роботі № 3 необхідно вирішити задачі. В таблиці 3.1 представлені завдання 1–20.

#### Приклад 1.

Для заданого механізму визначити за структурною формулою Чебишева ступінь рухливості. При наявності ланок, які створюють пасивні зв'язки або зайві ступені свободи, вказати їх, і після вилучення зі складу механізму, підрахувати дійсну ступінь рухливості.

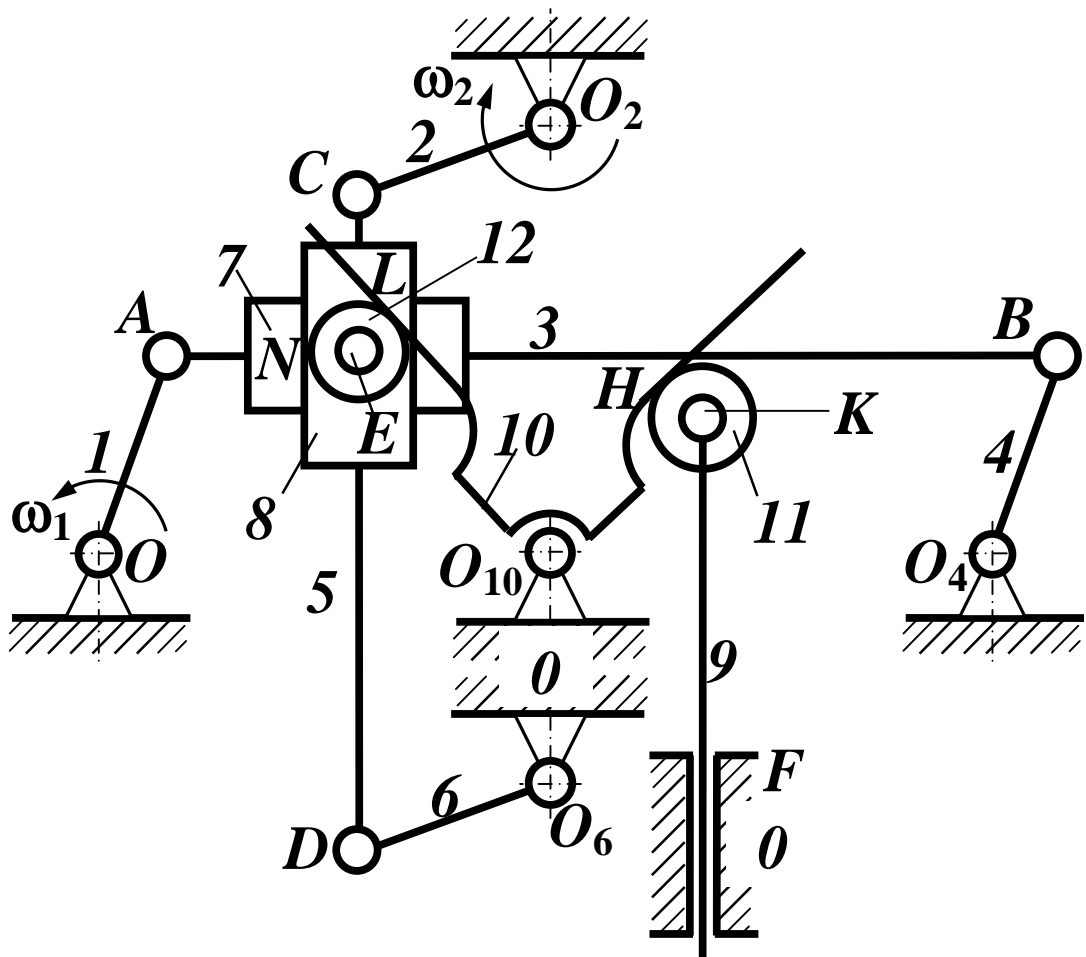


Рис.3.1. Механізм для визначення ступеня рухливості

Перш за все, визначимо склад представленого механізму. У нього входять: стійка **0**, кривошипи **1, 2, 4, 6**, шатуни **3, 5**, коромисло **10**, повзуни **7, 8, 9**, ролики **11** і **12**. Загальна кількість ланок  $k = 13$ , рухомих ланок  $n = 12$ . Всі ланки між собою з'єднані наступними кінематичними парами: обертальні пари або шарніри: **O, O<sub>2</sub>, O<sub>4</sub>, O<sub>6</sub>, O<sub>10</sub>, A, B, C, D, E** (2 шарніра, між повзунами **7** і **8**, і між повзуном **8** і роликом **12**) і **K**; поступальні пари: **F, N** (2 пари, **7-3** і **8-5**); вищі пари четвертого класу **L** і **H**.

Обертальні і поступальні пари належать за кількістю зв'язків до п'ятого класу. Таким чином, маємо  $p_5 = 15$ ;  $p_4 = 2$ . За формулою Чебишева підрахуємо ступінь рухливості механізму  $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 12 - 2 \cdot 15 - 2 = 4$ .

Але два ролика **11** і **12**, котрі входять до складу механізму, утворюють два ступені свободи місцевого характеру, які не впливають на закон руху вихідної ланки **9**. Тому при підрахунку рухливості механізму їх необхідно вилучити з його складу. Для цього умовно вважатимемо їх жорстко пов'язаними з ланками **9** і **8**. За умовами цього перетворення маємо  $n = 10$ ;  $p_5 = 13$ ;  $p_4 = 2$ . Дійсна ступінь рухливості механізму дорівнює  $W = 3 \cdot 10 - 2 \cdot 13 - 2 = 2$ . Для забезпечення роботи механізму відповідно до цього результатом надається рух двом ланкам, **1** і **2**.

**Повна відповідь:**  $n = 10$ ;  $p_5 = 13$ ;  $p_4 = 2$ ;  $W = 2$ .

### Приклад 2.

Виконати структурний аналіз механізму Дизеля. Ланка вказана на схемі стрілкою. Написати формулу побудови, по якій визначити клас механізму.

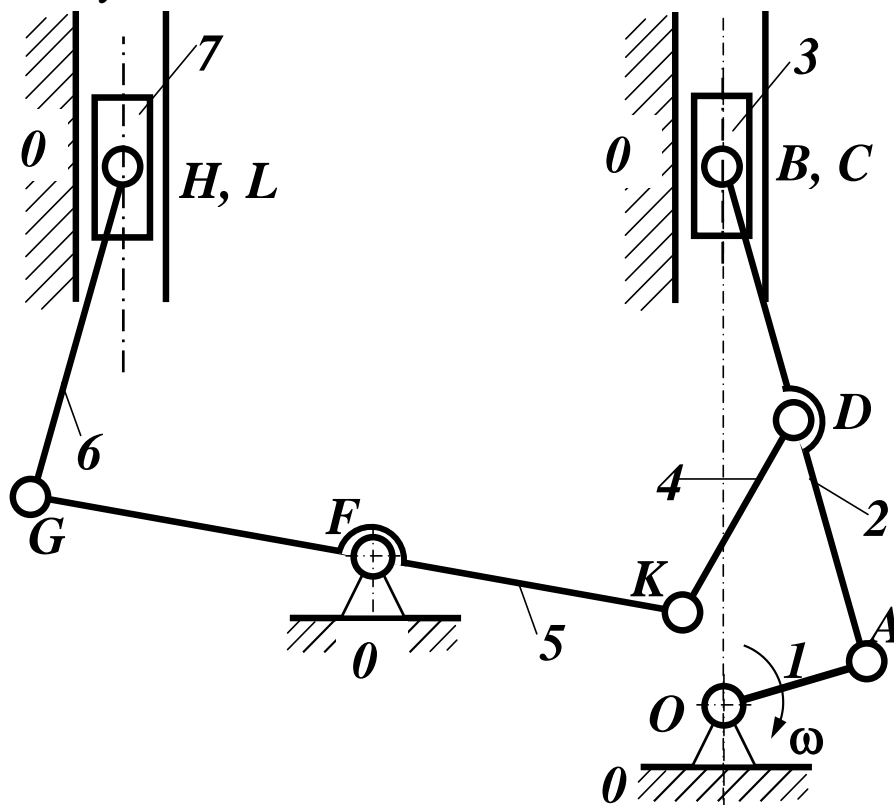


Рис.3.2. Кінематична схема механізму Дизеля

Перша частина представленої задачі розглянута в прикладі 1. У його рішенні знайдено склад механізму ( $n = 7$ ;  $p_5 = 10$ ;  $p_4 = 0$ ) і

визначено ступінь його рухливості  $W = 1$ . У представленій схемі відсутні вищі кінематичні пари, немає ланок, які створюють пасивні зв'язки або зайві ступені свободи. Вхідну ланку **1** включено до складу початкового механізму першого класу.

*Структурний аналіз починається з відділення першої групи ланок **6–7**.*

Їх виключення зі складу механізму не порушує цілісності першого залишкового механізму. Цей і наступні процеси роз'єднання вихідного механізму послідовно вказані на рис. 3.2-3.6. Після першого відділення в механізмі залишилися п'ять рухомих ланок і сім кінематичних пар п'ятого класу. Ступінь рухливості першого залишкового механізму не змінилася, тобто  $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$ .

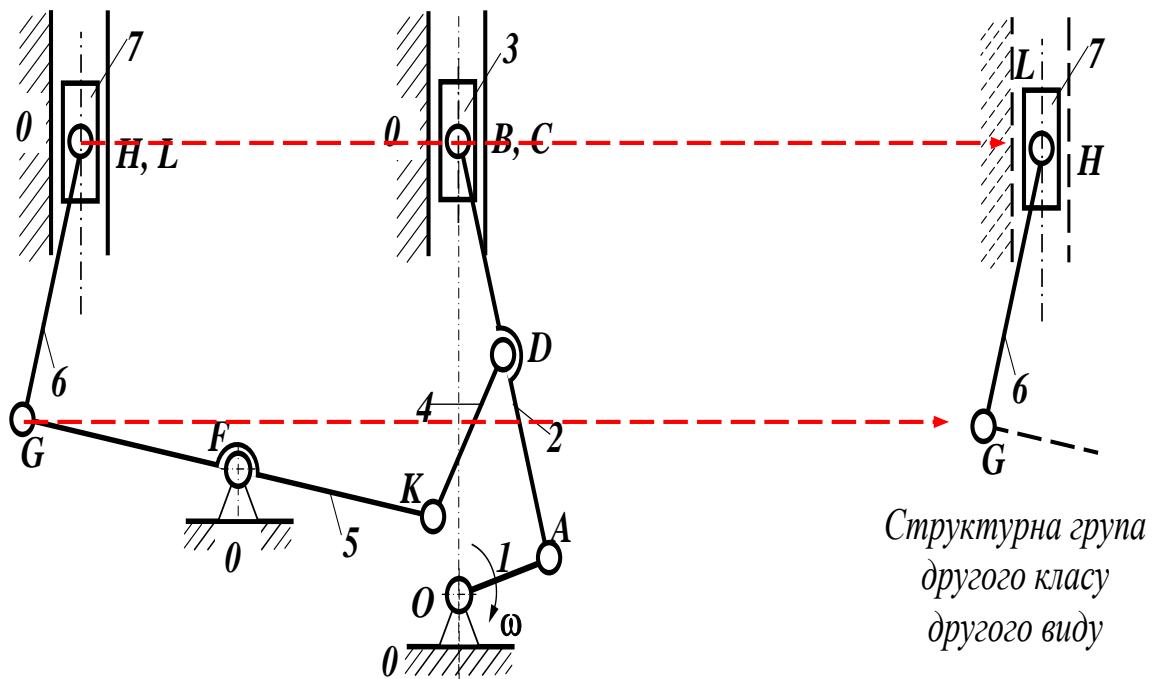


Рис. 3.2. Відділення першої групи ланок

Після другого відділення маємо (рис. 3.3) в залишковому механізмі  $n = 3$ ;  $p_5 = 4$ . Ступінь рухливості  $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$ , не змінилась. Як в першому випадку, це вказує на правильність відділення груп ланок.

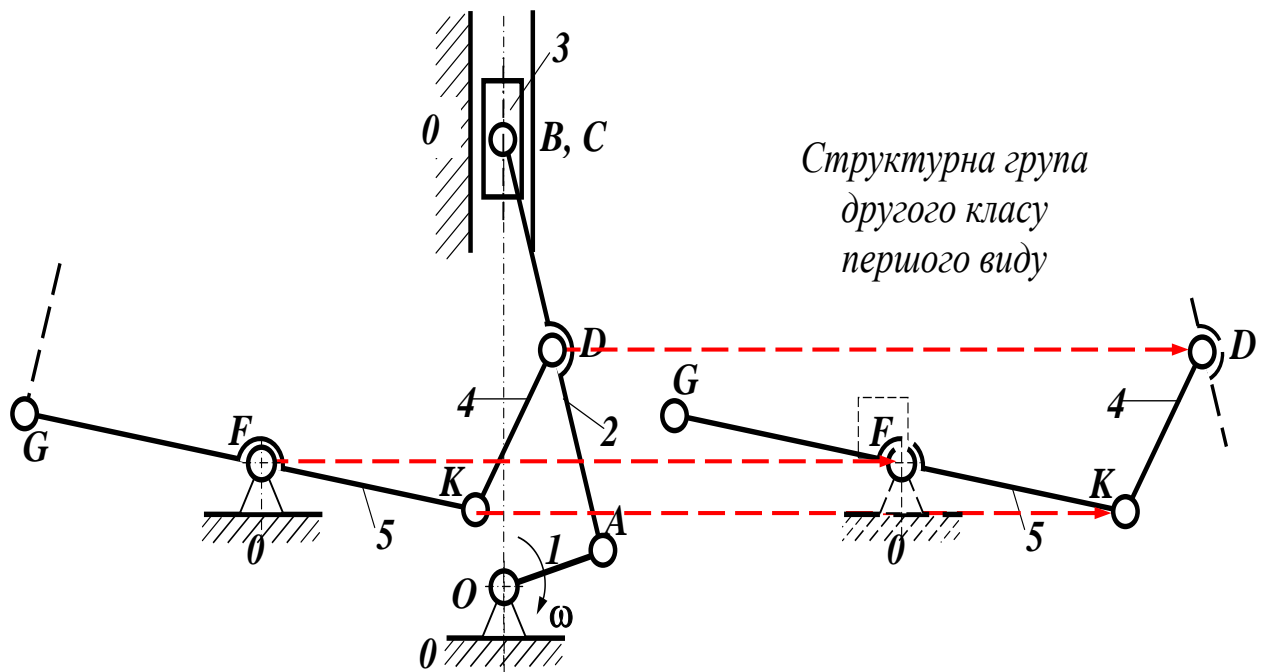


Рис.3.3. Відділення другої групи ланок

Після відділення останньої групи залишається тільки початковий механізм першого класу.

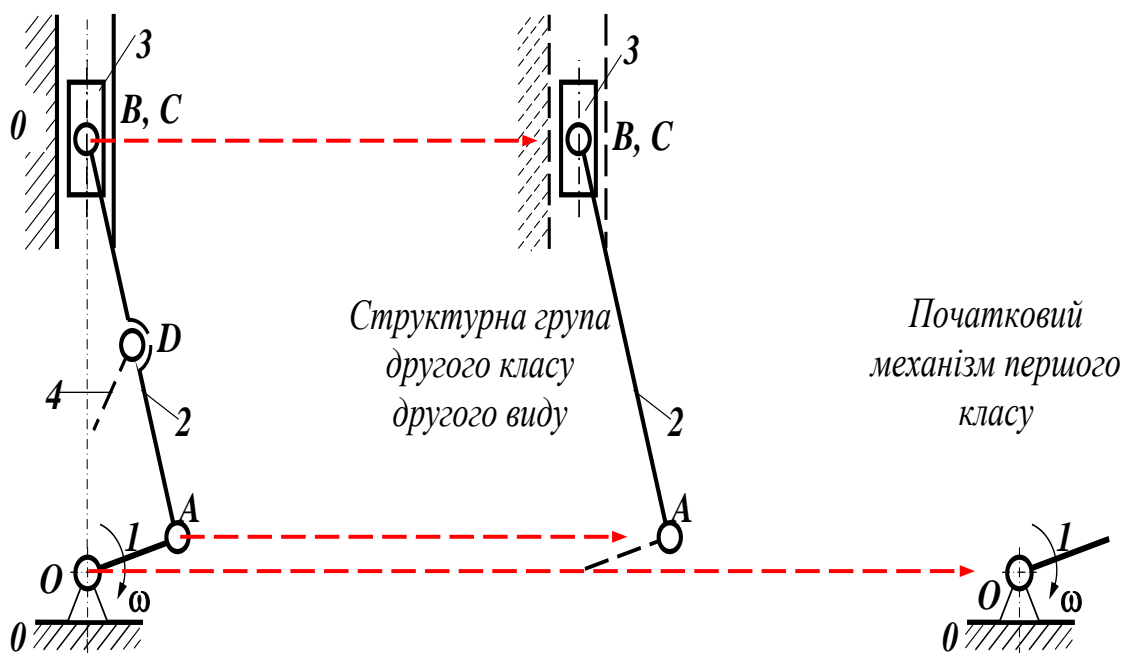


Рис.3.4. Відділення третьої групи ланок

Всі групи ланок належать до другого класу і другого порядку.  
 Формула будови механізму має такий вигляд  $I_{(0,1)} \rightarrow 2_{(2,3)} \rightarrow 2_{(4,5)} \rightarrow 2_{(6,7)}$ .  
 За її складом вихідний механізм є **механізмом другого класу**.

**Повна відповідь:**  $W = 1$ ; Формула побудови  
 $I_{(0,1)} \rightarrow 2_{(2,3)} \rightarrow 2_{(4,5)} \rightarrow 2_{(6,7)}$ . Механізм другого класу.

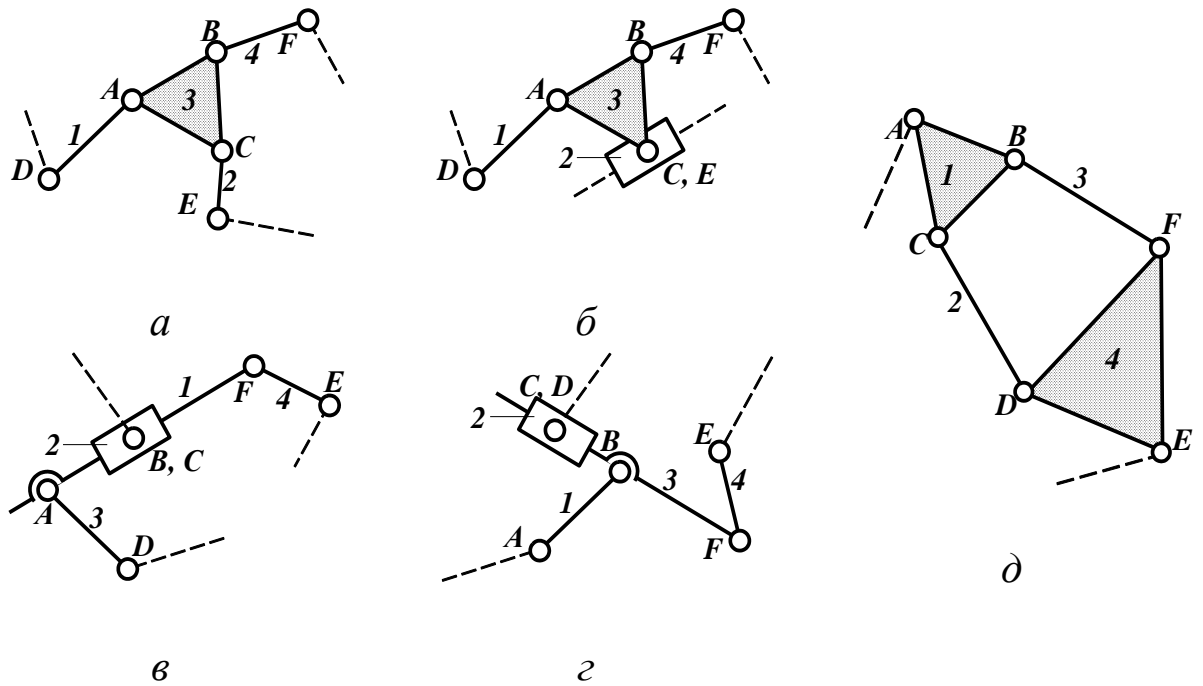
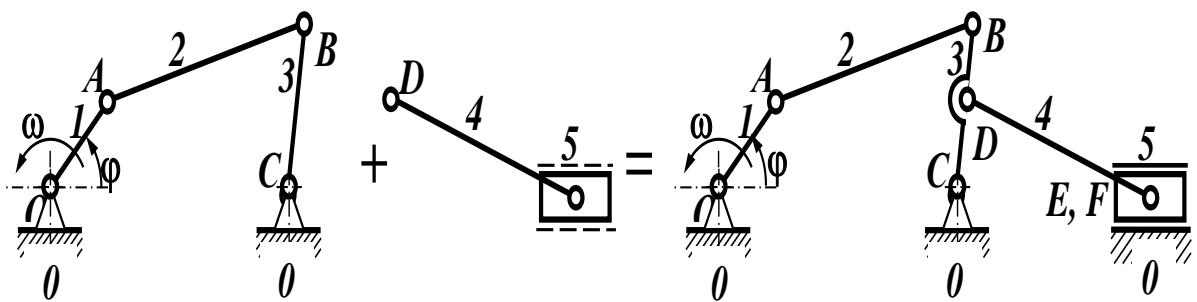


Рис. 3.5. Групи Ассуря третього (а, б, в, г) і четвертого (д) класів.





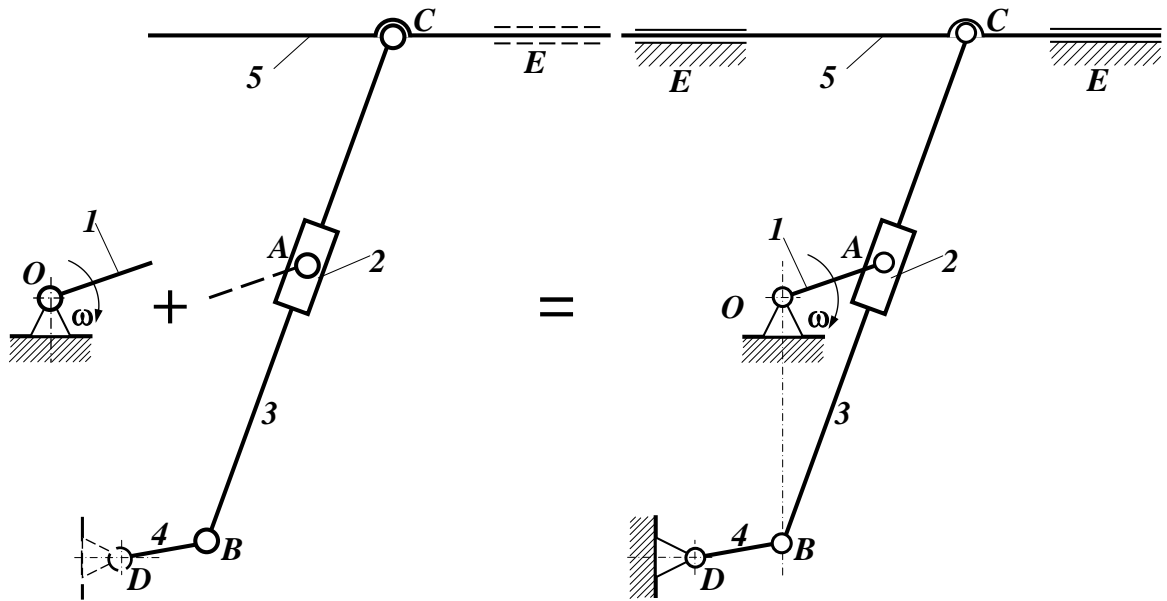
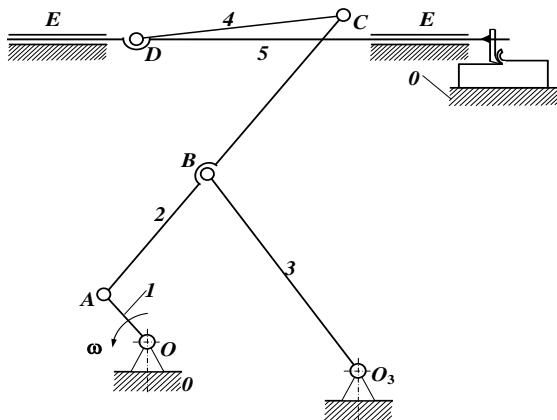


Рис. 3.6. Структурний синтез механізму третього класу.

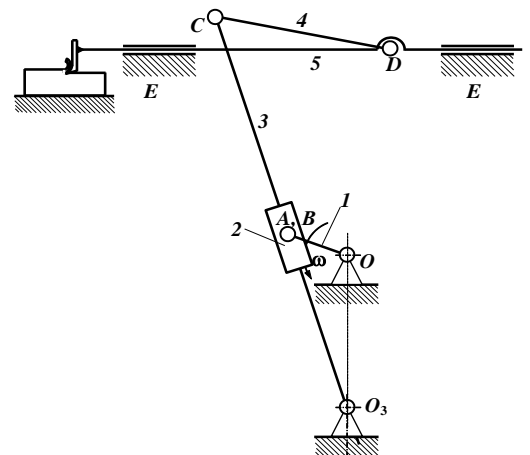
### Задачі 1–20

Виконати структурний аналіз для заданого важільного механізму (табл. 3.3). Початкова ланка вказана на схемі стрілкою. Довести правильність відокремлення груп ланок. Визначити клас, вид і порядок структурних груп. Написати формулу побудови, за допомогою якої визначити клас механізму.

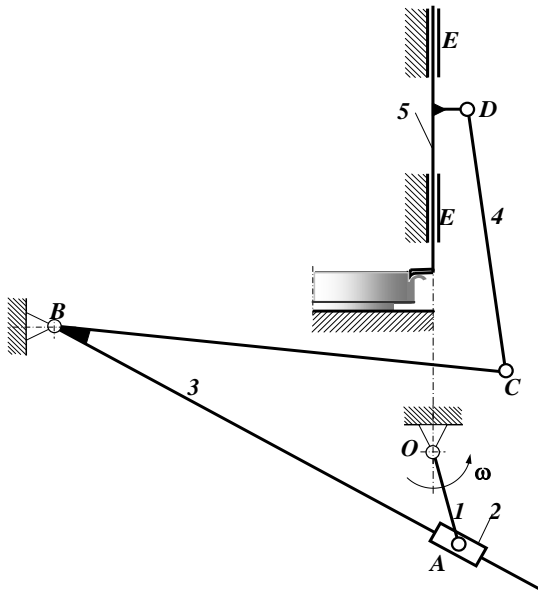
Таблиця 3.3. Кінематичні схеми важільних механізмів до завдань 1 – 20.



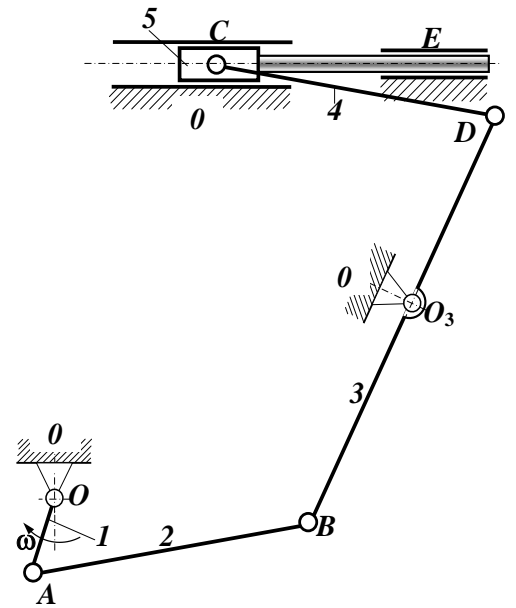
1. Поперечно-стругальний верстат



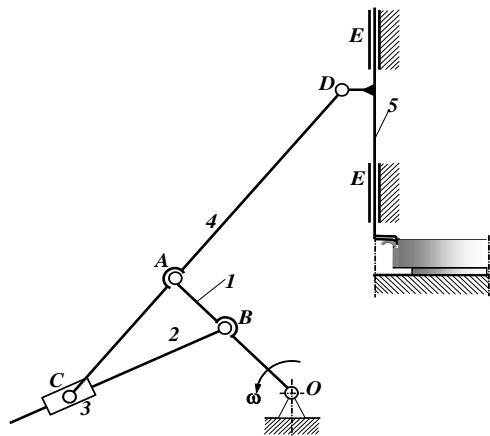
2. Поперечно-стругальний верстат



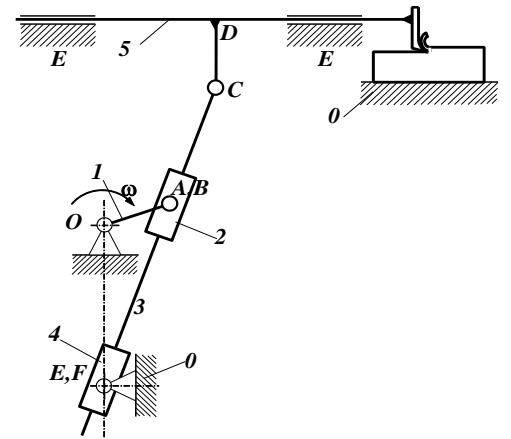
3. Зубодовбальний верстат



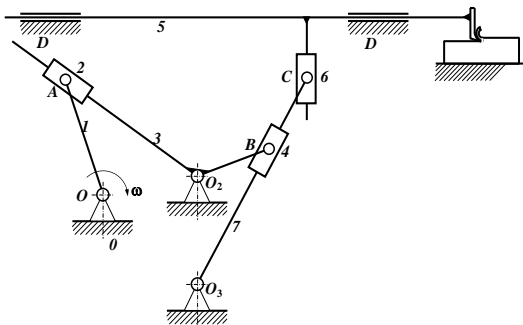
4. Мундштучна стрижнева машина



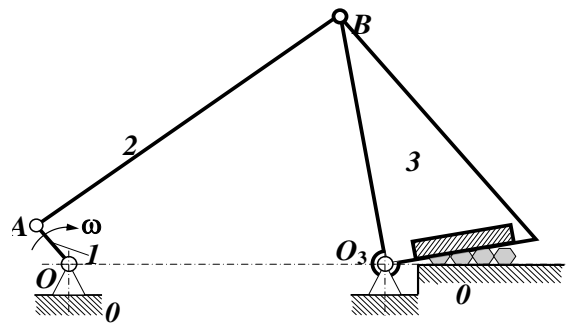
5. Довбальний верстат



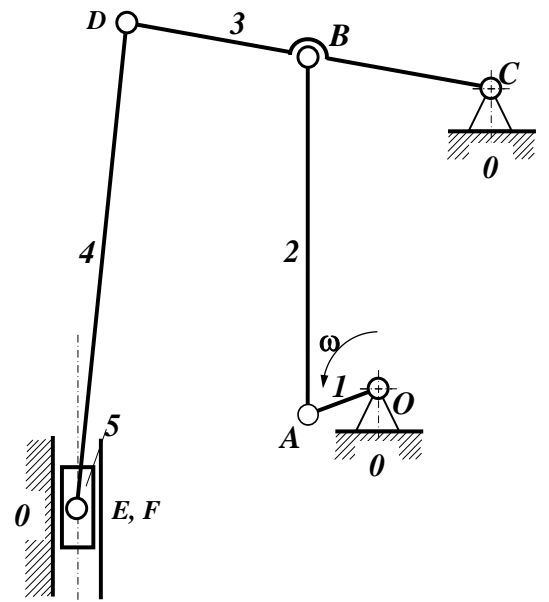
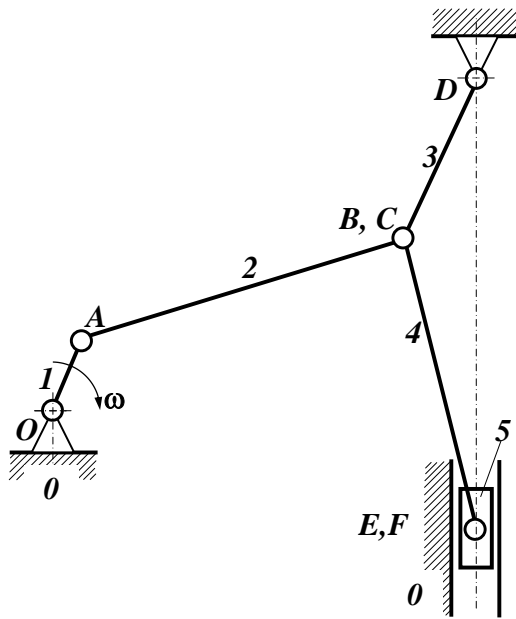
6. Поперечно-стругальний верстат



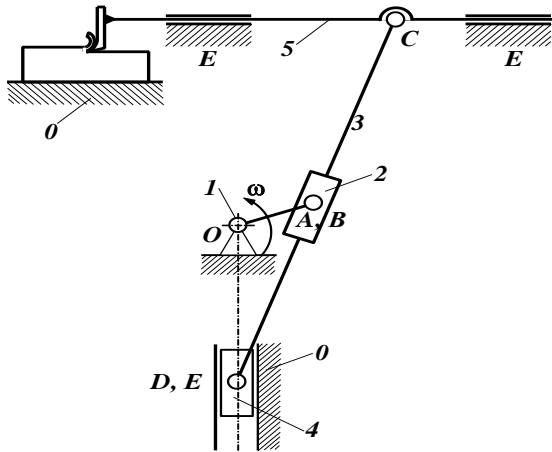
7. Поперечно-стругальний верстат



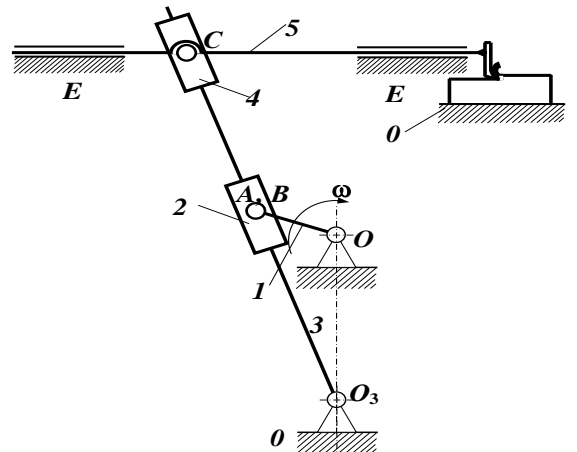
8. Пруткові ножиці



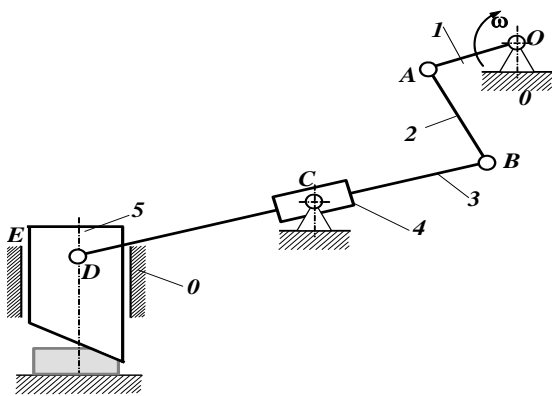
9. Вирубний прес



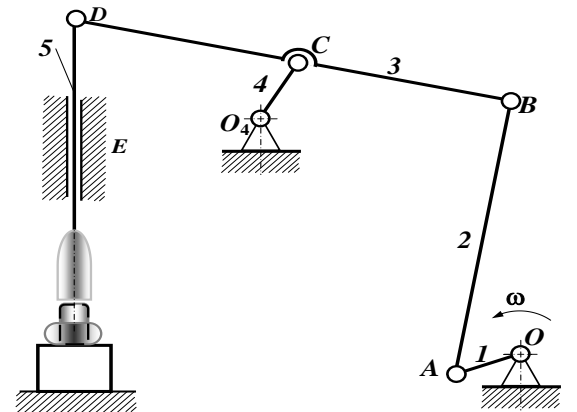
10. Витяжний прес



11. Поперечно-стругальний верстат

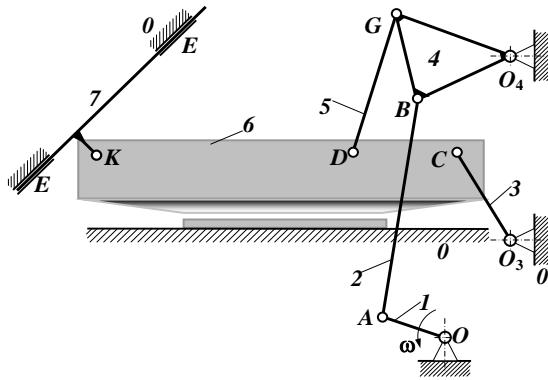


12. Поперечно-стругальний верстат

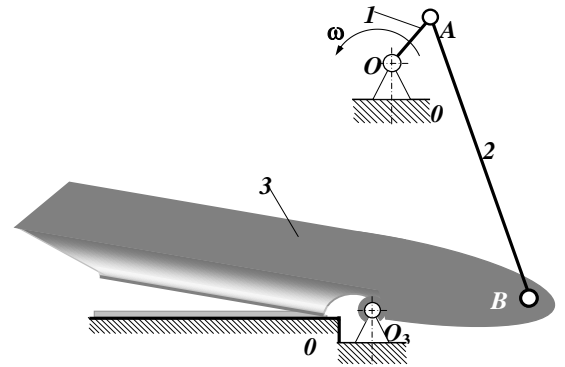


13. Відрізний верстат

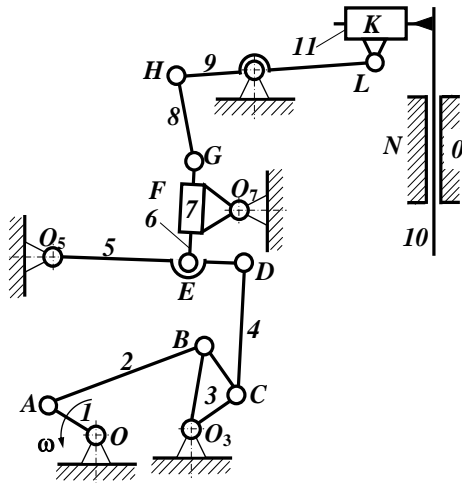
14. Механічний молот



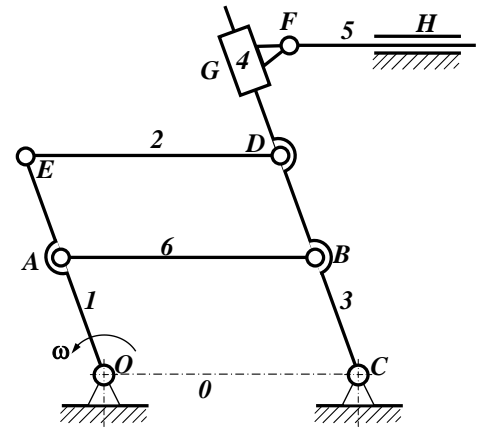
15. Механічна гільйотина



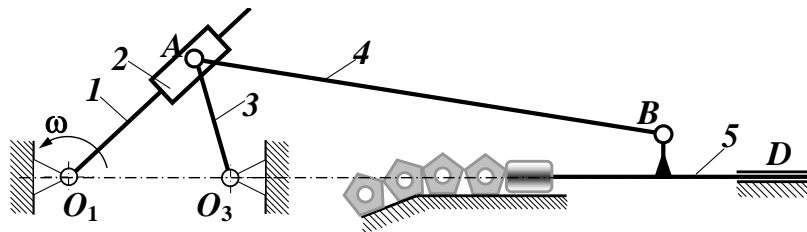
16. Механічні ножиці для розтину листового матеріалу



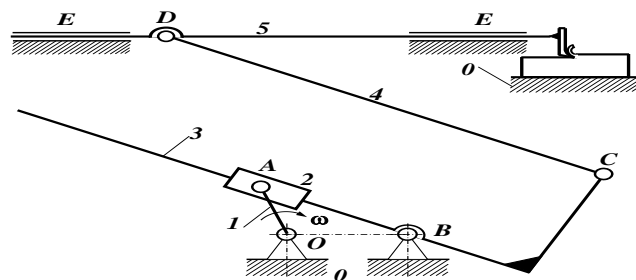
17. Механізм управління кроком гвинта гвинтокрила



18. Механізм швидкодії контактора пристрою регулювання напруги



19. Виштовхувач деталей



20. Поперечно-стругальний верстат

## Практична робота № 4 «Кінематичний аналіз механізму методом планів»

1) Накреслити кінематичну схему шарнірно-важільного механізму в заданому положенні, в масштабі  $\mu_l$  (рис.4.1,а) використовуючи вихідні дані із рис.4.1 і табл.4.2. За початок відліку прийняти те положення ведучої ланки  $O_1A$ , коли ведена ланка  $D$  займає крайнє положення на початку робочого ходу. Знайти друге крайнє положення механізму. Пронумерувати ланки, позначити кінематичні пари.

2) Кінематичне дослідження механізму методом планів швидкостей (рис.4.1, б).

3) Визначимо швидкість точки А.

$$v_A = \omega_1 l_{O_1A}, [м/с] \quad (4.1)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, [рад/с] \quad (4.2)$$

4) Вибираємо масштаб плану швидкостей.

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a}, \left[ \frac{м/с}{мм} \right].$$

Побудову планів швидкостей розпочинаємо для вибраного положення механізму. Із точки  $p_v$  – полюса плану швидкостей, відкладемо відрізок довільної величини, так щоб план швидкостей мав необхідні розміри, наприклад  $p_v a = 100 мм$ . Відрізок  $p_v a$  направляємо паралельно до ведучої ланки  $O_1A$  від центру її обертання.

5) Визначаємо швидкість точки  $B$ , для чого складемо векторні рівняння

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \\ \vec{v}_B = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{BO_2} \end{cases} \quad (4.3)$$

Вектор швидкості  $\vec{v}_{BA}$  направляємо паралельно до ланки  $BA$  і прикладаємо до кінця вектора швидкості  $\vec{v}_A$ . Швидкість  $\vec{v}_{O_2} = 0$ . Вектор швидкості  $\vec{v}_{BO_2}$  проводимо із полюса плану швидкостей  $p_v$ ,

паралельно до ланки  $BO_2$  до перетину із вектором швидкості  $\vec{v}_{BA}$ . На перетині цих векторів одержимо точку  $b$ , яку сполучимо із полюсом плану швидкостей  $p_v$ . Вектор  $\overrightarrow{p_v b}$  показує повну швидкість точки  $B$ .

б) Визначаємо швидкість точки  $C$ , використовуючи відношення

$$\frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}} = \frac{p_v c}{p_v b} \Rightarrow p_v c = p_v b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}} \quad (4.4)$$

тут  $p_v c$  і  $p_v b$  – відрізки із плану швидкостей.

7) Визначаємо швидкість точки  $D$ , для чого складаємо векторні рівняння.

$$\begin{cases} \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC} \\ \vec{v}_D = \vec{v}_0 + \vec{v}_{D0} \end{cases} \quad (4.5)$$

де  $\vec{v}_0 = 0$  – швидкість стояка;  $\vec{v}_{D0}$  – швидкість точки  $D$  відносно стояка.

Вектор швидкості  $\vec{v}_{DC}$  направляємо паралельно до ланки  $DC$  і прикладаємо до кінця вектора швидкості  $\vec{v}_C$ . Вектор швидкості  $\vec{v}_D$  проводимо із полюса плану швидкостей перпендикулярно напрямку  $y-y$  (так як план повернутий) до перетину із вектором швидкості  $\vec{v}_{DC}$ .

На перетині цих векторів одержимо точку  $d$ , яку сполучимо із точкою  $p_v$ . Вектор  $\overrightarrow{p_v d}$  показує повну швидкість точки  $D$ .

8) Визначимо швидкості точок  $S_2$ ,  $S_3$  і  $S_4$  – центрів мас відповідно другої, третьої і четвертої ланок.

Місцезнаходження точок  $s_2$ ,  $s_3$  і  $s_4$  знаходимо із умови подібності ланок механізму відповідним відрізкам на плані швидкостей.

$$v_{S_2} = p_v s_2 \cdot \mu_v, \quad v_{S_3} = p_v s_3 \cdot \mu_v, \quad v_{S_4} = p_v s_4 \cdot \mu_v$$

9) Визначимо з рис. 4.9 дійсні величини швидкостей всіх вказаних на схемі механізму точок.

$$v_B = p_v b \cdot \mu_v, \quad v_C = p_v c \cdot \mu_v, \quad v_D = p_v d \cdot \mu_v, \quad v_{BA} = ab \cdot \mu_v, \quad v_{DC} = cd \cdot \mu_v,$$

Відрізки  $p_v b$ ,  $p_v d$ ,  $ab$  і т.д. беруться з планів швидкостей.

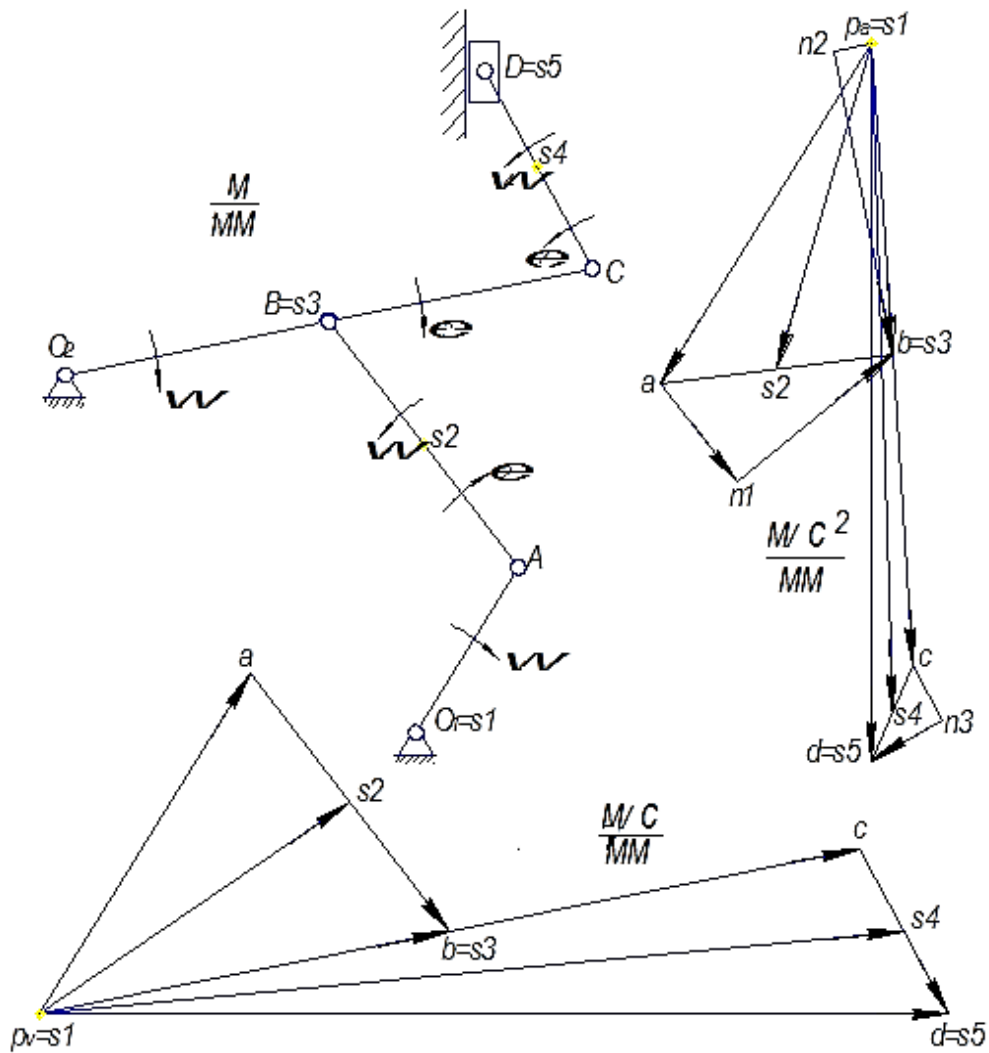


Рис. 4.1. Кінематична схема механізму та плани швидкостей і прискорень  
 а – кінематична схема механізму; б – повернутий план швидкостей; в – план прискорень.

(План швидкостей побудований повернутим на  $90^\circ$  проти обертання ведучої ланки).

10) Кінематичне дослідження механізму методом планів прискорень.

**Примітка:** Будуємо план прискорень для заданого положення механізму (рис.4.1 в).

Визначимо прискорення точки А

$$a_A = \omega_1^2 l_{O_1A}, \left[ \frac{m}{c^2} \right] \quad (4.6)$$

11) Вибираємо масштаб плану прискорень

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a}, \left[ \frac{m/c^2}{mm} \right] \quad (4.7)$$

Із точки  $p_a$  – полюса плану прискорень, відкладемо відрізок довільної величини паралельно кривошипу  $O_1A$  до центру його обертання. Величину відрізка  $p_a a$  вибираємо так, щоб план прискорень мав необхідні розміри наприклад  $p_a a = 100mm$ .

12) Визначаємо прискорення точки  $B$ , для чого складемо векторні рівняння

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^\tau \end{cases} \quad (4.8)$$

$$\text{де } a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{BA}}, \quad a_{BO_2}^n = \frac{v_{BO_2}^2}{l_{BO_2}} \quad (4.9).$$

Відрізки в  $mm$ , що потрібно відкласти на плані прискорень

$$an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}, \quad p_a n_2 = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} \quad (4.10).$$

Вектор прискорення  $\vec{a}_{BA}^n$  прикладаємо до кінця вектора  $\overrightarrow{p_a a}$  і направляємо паралельно ланці  $BA$  від точки  $B$  до точки  $A$  довжиною  $an_1$ . Перпендикулярно до цього вектора проведемо лінію дії прискорення  $\vec{a}_{BA}^\tau$ . Прискорення  $\vec{a}_{O_2} = 0$ . Вектор прискорення  $\vec{a}_{BO_2}^n$  проводимо із полюса  $P_a$  паралельно ланці  $BO_2$  від точки  $B$  до точки  $O_2$  довжиною  $p_a n_2$ . Перпендикулярно до цього вектора проводимо лінію дії прискорення  $\vec{a}_{BO_2}^\tau$  до перетину із лінією дії прискорення  $\vec{a}_{BA}^\tau$ . На перетині цих ліній отримаємо точку  $b$ . Сполучимо точку  $b$  з полюсом  $P_a$ . Вектор  $\overrightarrow{p_a b}$  показує повне прискорення точки  $B$ .



13) Визначимо прискорення точки  $C$

$$\frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}} = \frac{p_a c}{p_a b} \Rightarrow p_a c = p_a b \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}} \quad (4.11)$$

тут  $p_a c$  і  $p_a b$  – відрізки із плану прискорень.

14) Визначимо прискорення точки  $D$ , для чого складемо векторні рівняння

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^\tau \\ \vec{a}_D = \vec{a}_0 + \vec{a}_{D0}^n + \vec{a}_{D0}^\tau \end{cases} \quad (4.12)$$

де  $\vec{a}_0 = 0$  – прискорення стояка;  $\vec{a}_{D0}^n = 0$  – нормального прискорення точки  $D$  відносно стояка;  $\vec{a}_{D0}^\tau$  – прискорення точки  $D$  відносно стояка;  $a_{DC}^n = \frac{v_{DC}^2}{l_{DC}}$ .

Відрізок, що потрібно відкласти на плані прискорень

$$cn_3 = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a} \quad (4.13)$$

Вектор прискорення  $\vec{a}_{DC}^n$  прикладаємо до кінця вектора  $\overrightarrow{p_a c}$  і направляємо паралельно ланці  $DC$  від точки  $D$  до точки  $C$  довжиною  $cn_3$ .

Перпендикулярно до цього вектора проведемо лінію дії прискорення  $\vec{a}_{DC}^\tau$ . Проводимо із полюса  $p_a$  паралельно  $y-y$  промінь до перетину із лінією дії прискорення  $\vec{a}_{DC}^\tau$ .

На перетині цих ліній отримаємо точку  $d$ . Вектор  $\overrightarrow{p_a d}$  показує повне прискорення точки  $D$ .

15) Визначимо з дійсні величини прискорень всіх вказаних на схемі механізму точок.

$$a_B = p_a b \cdot \mu_a, \quad a_C = p_a c \cdot \mu_a, \quad a_D = p_a d \cdot \mu_a, \quad a_{BA}^\tau = n_1 b \cdot \mu_a, \\ a_{BO_2}^\tau = n_2 b \cdot \mu_a, \quad a_{DC}^\tau = n_3 d \cdot \mu_a.$$

Відрізки  $p_a b$ ,  $p_a d$ ,  $n_1 b$  і т.д. беруться з плану прискорень.

16) Визначимо прискорення точок  $S_2$ ,  $S_3$  і  $S_4$  – центрів мас відповідно другої, третьої і четвертої ланок.

Місцезнаходження точок  $S_2$ ,  $S_3$  і  $S_4$  знаходимо із умови подібності ланок механізму відповідним відрізкам на плані прискорень.

$$a_{S_2} = p_a S_2 \cdot \mu_a, \quad a_{S_3} = p_a S_3 \cdot \mu_a, \quad a_{S_4} = p_a S_4 \cdot \mu_a$$

17) Визначимо кутові швидкості всіх ланок в заданому положенні механізму,  $rad/c$

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}, \quad \omega_3 = \frac{v_{BO_2}}{l_{BO_2}}, \quad \omega_4 = \frac{v_{DC}}{l_{CD}} \quad (4.14)$$

18) Визначимо кутові прискорення всіх ланок в заданому положенні механізму,  $rad/c^2$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{l_{AB}}, \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^r}{l_{BO_2}}, \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^r}{l_{CD}} \quad (4.15)$$

#### Завдання до практичної роботи 4

Стрижень 1 обертається з заданою постійною кутовою швидкістю  $\omega_1$ . Для заданого положення механізму необхідно:

1. знайти швидкості точок А, В, С, D за допомогою м.ц.ш. і плану швидкостей;
2. знайти кутові швидкості стрижнів 2,3,4 за допомогою м.ц.ш. і плану швидкостей;
3. знайти прискорення точок А, В аналітичним способом і за допомогою плану прискорень.
4. знайти кутове прискорення стрижня 2.

Необхідні дані приведені в таблицях, а відповідні схеми на рисунках.

Стержні з опорами  $O_1$  і  $O_2$ , повзуном і між собою з'єднані шарнірно. Положення механізму визначається кутами  $\varphi$ ,  $\alpha$ ,  $\gamma$ ,  $\beta$ ,  $\psi$ .

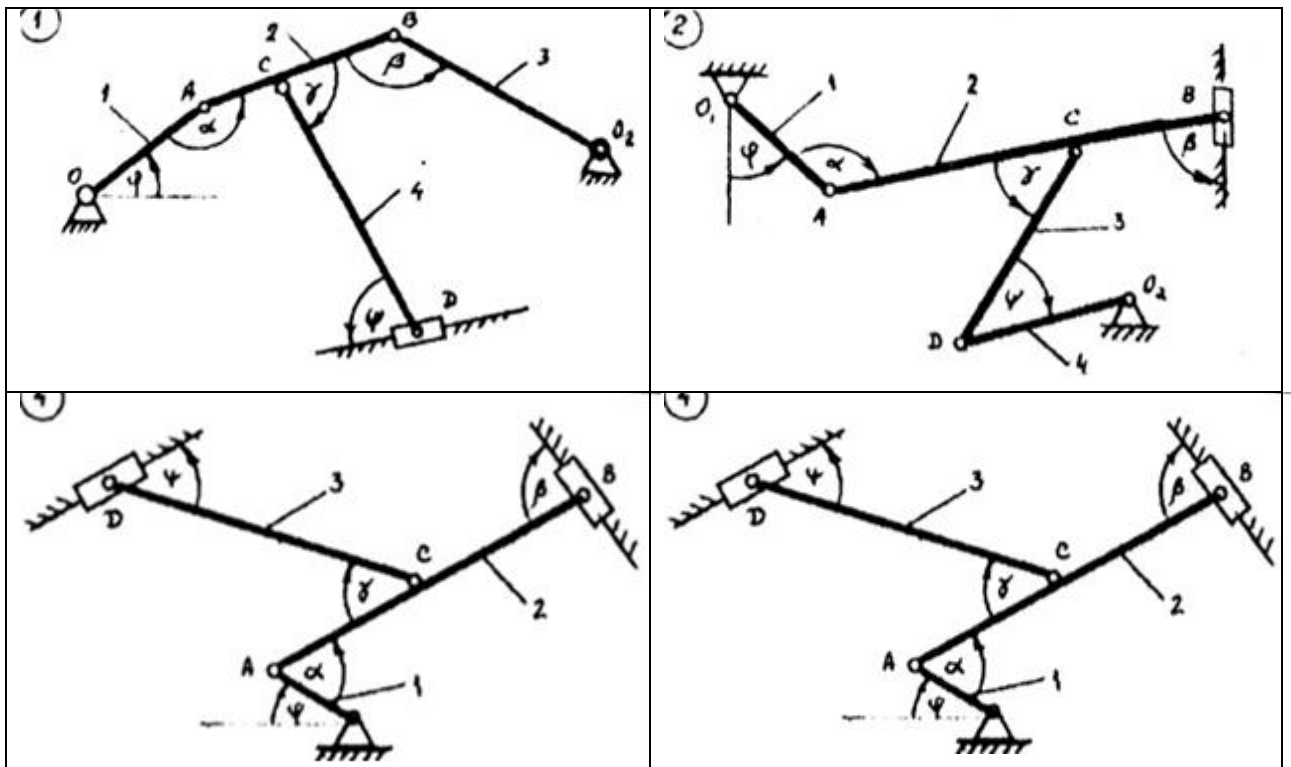
Значення цих кутів приведені в таблицях для кожного варіанту. Дюгові стрілки на рисунках показують, як повинні відкладатись кути при побудові механізму.

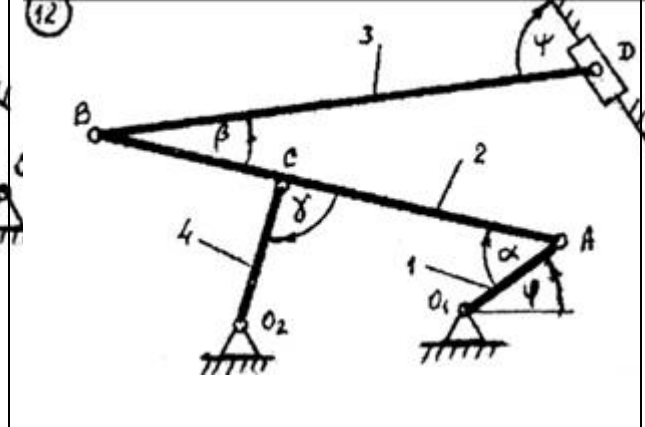
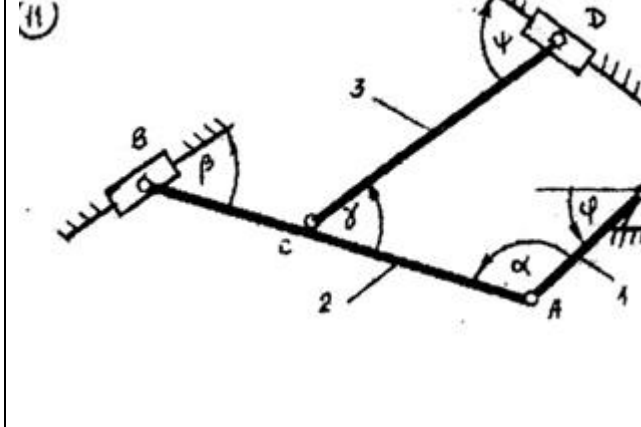
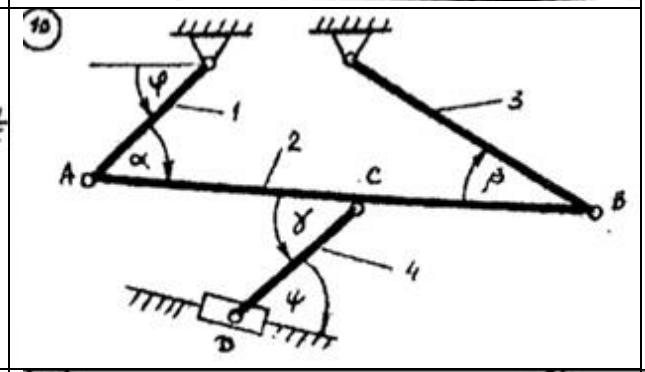
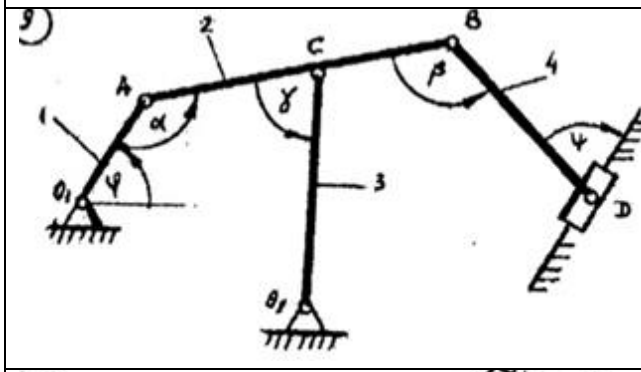
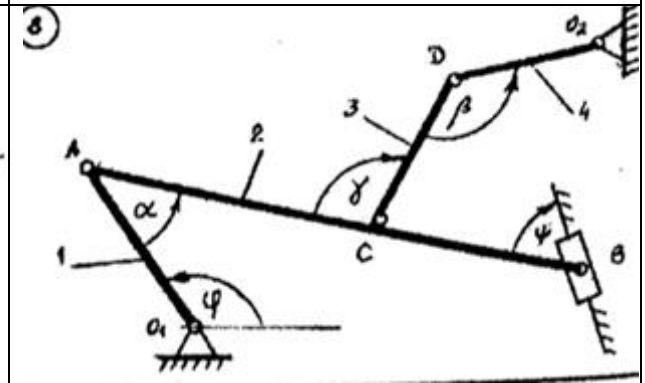
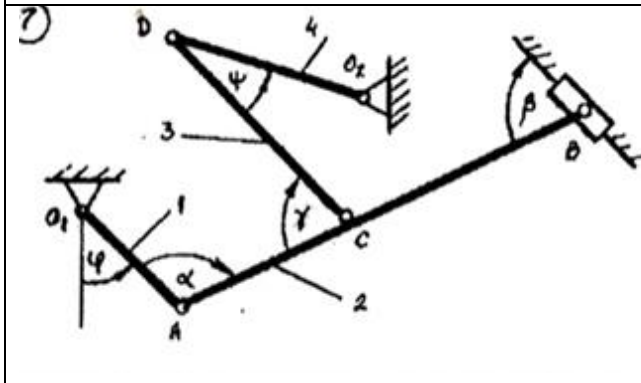
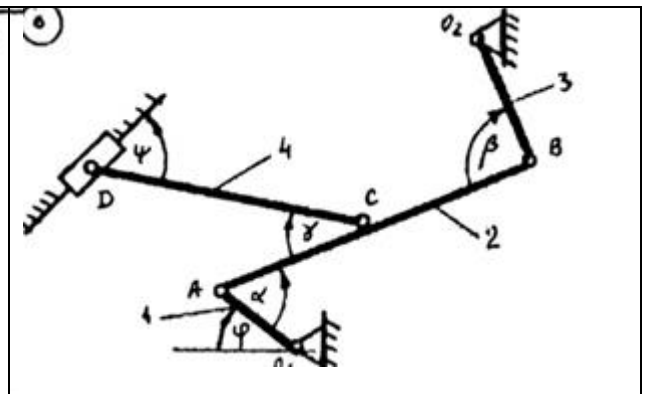
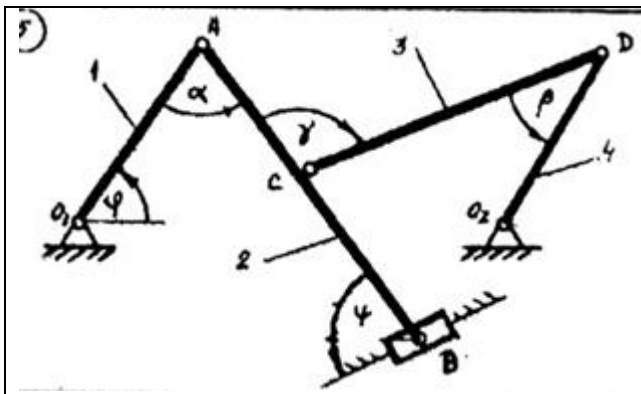
Побудову механізму треба починати з стержня 1 і побудови кутів  $\varphi$  і  $\alpha$ . Механізм повинен бути побудований в вибраному масштабі. Це дозволить знаходити відстань до м.ц.ш. простим їх заміром на рисунку. Кутова швидкість  $\omega_1$  стержня 1 в усіх варіантах напрямлена проти ходу годинникової стрілки.

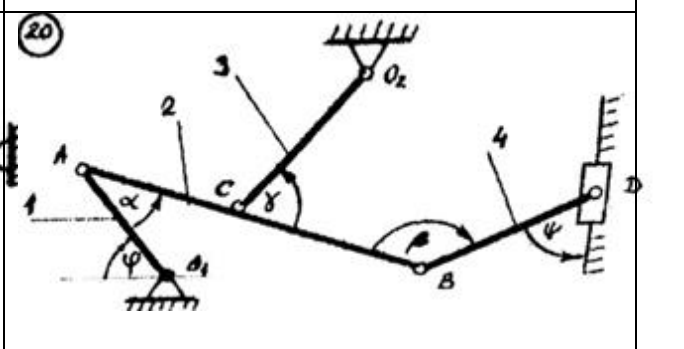
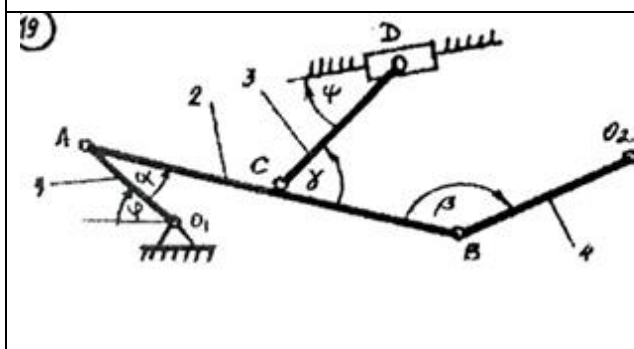
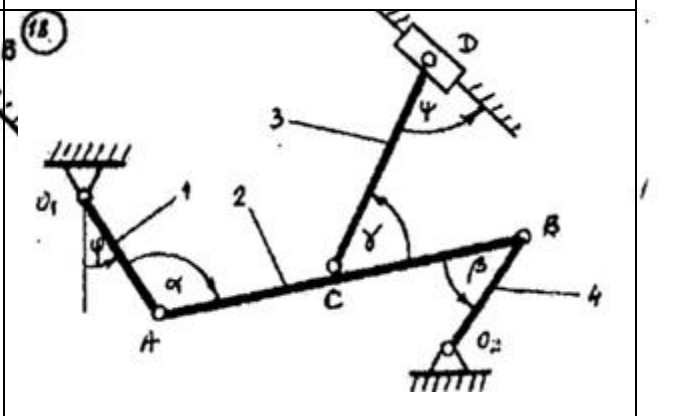
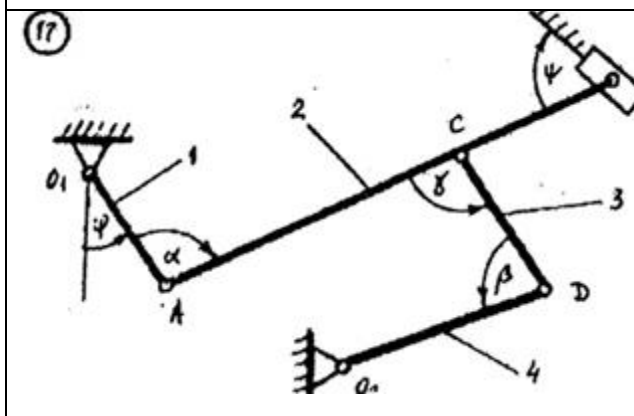
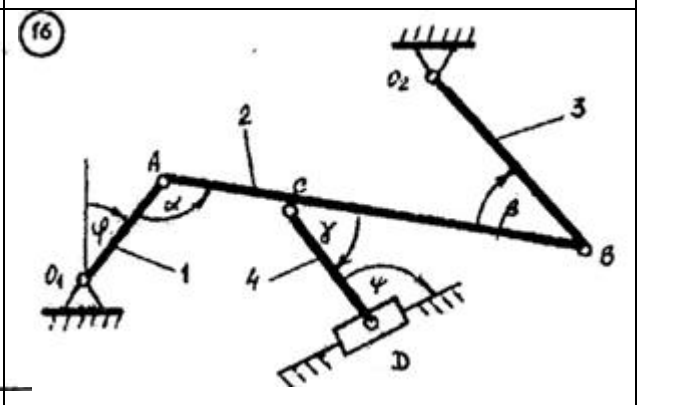
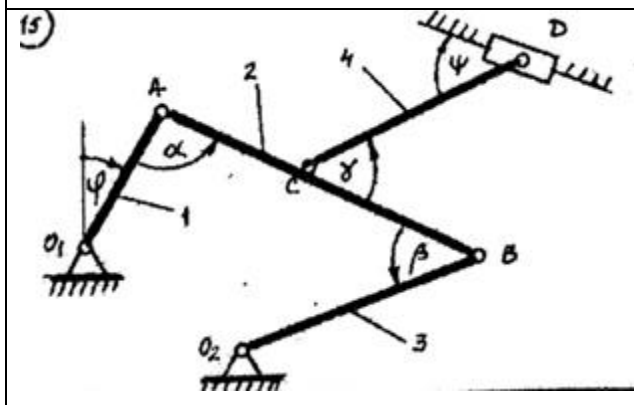
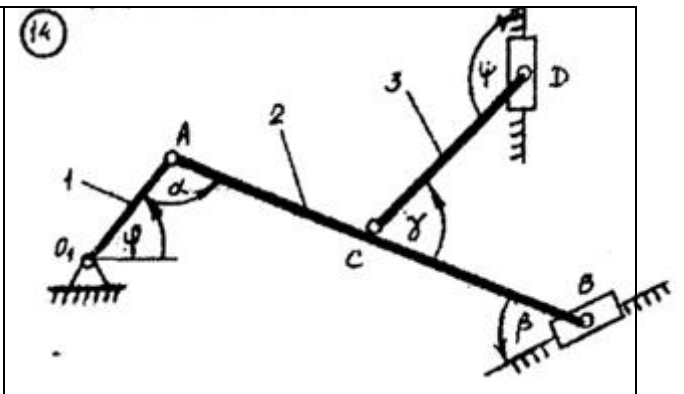
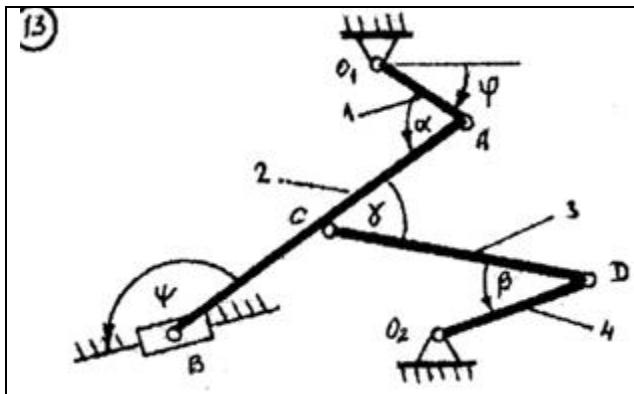
В таблиці 4.1 представлені схеми до практичної роботи. В таблиці 4.2 – числові дані.

Таблиця 4.1

Схеми до практичної роботи «Кінематичний аналіз механізму методом планів»







Варіант	Схема	Геометричні розміри					Кути між стержнями					Кутова швидкість
		$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	АС	$\varphi$	$\alpha$	$\gamma$	$\beta$	$\psi$	$\omega_1$
		м	м	м	м	м	град	град	град	град	град	рад/с
1	1	0,2	0,9	0,4	0,8	0,3	30	120	80	100	60	4
2	1	0,2	0,8	0,5	0,6	0,4	60	120	70	110	60	6
3	1	0,3	1,2	0,5	0,5	0,6	75	110	90	120	50	8
4	1	0,4	1,4	1,2	0,8	0,8	90	80	100	100	40	10
5	1	0,25	1,0	0,5	0,7	0,5	120	60	60	90	45	7
6	1	0,35	1,1	0,6	0,7	0,6	45	90	120	75	60	10
7	2	0,4	1,2	1,2	0,5	0,6	0	90	45	30	60	12
8	2	0,4	1,0	0,8	0,4	0,3	30	120	45	60	60	5
9	2	0,3	1,2	0,9	0,4	0,5	45	120	60	30	30	14
10	2	0,2	0,8	0,8	0,2	0,4	60	150	45	60	45	10
11	2	0,2	0,7	0,8	0,3	0,3	90	150	60	45	75	8
12	2	0,25	1,0	0,8	0,4	0,5	90	210	60	75	60	6
13	3	0,6	1,6	0,4	0,8	0,4	30	60	90	100	60	4
14	3	0,6	1,7	0,5	0,6	0,3	45	60	120	60	45	6
15	3	0,5	1,2	0,5	0,6	0,2	60	75	90	60	30	8
16	3	0,4	1,2	0,6	0,8	0,2	90	60	60	150	60	10
17	3	0,4	1,2	0,4	0,6	0,2	120	75	60	120	30	12
18	3	0,5	1,6	0,8	0,6	0,2	120	90	45	60	40	6
19	4	0,2	0,8	0,8	-	0,4	0	30	45	60	45	12
20	4	0,2	0,7	0,7	-	0,3	30	60	45	30	30	14
21	4	0,2	0,6	0,6	-	0,3	60	30	50	30	45	16
22	4	0,3	0,8	0,7	-	0,4	75	30	45	30	60	10
23	4	0,3	0,8	0,6	-	0,5	90	60	30	45	20	8
24	4	0,25	0,8	0,6	-	0,4	45	45	60	75	60	12
25	5	0,3	1,2	1,0	0,4	0,5	0	145	95	30	45	16
26	5	0,3	1,3	0,8	0,4	0,6	30	75	120	45	30	15
27	5	0,25	1,0	0,7	0,4	0,5	45	60	150	60	50	17
28	5	0,4	1,3	0,9	0,3	0,6	60	75	150	45	45	18
29	5	0,4	1,25	1,0	0,4	0,7	75	80	120	60	30	10
30	5	0,3	1,4	1,2	0,4	0,8	90	60	140	80	30	8

Варіант	Схема	Геометричні розміри					Кути між стержнями					Кутова швидкість
		$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	АС	$\varphi$	$\alpha$	$\gamma$	$\beta$	$\psi$	$\omega_1$
		м	м	м	м	м	град	град	град	град	град	рад/с
31	6	0,3	0,8	0,4	0,9	0,4	0	80	45	30	60	12
32	6	0,3	0,9	0,4	0,8	0,4	30	90	30	60	120	10
33	6	0,2	0,8	0,3	0,6	0,6	45	30	60	120	75	8
34	6	0,4	1,2	0,4	1,2	0,6	60	45	75	45	80	14
35	6	0,4	1,4	0,5	1,1	0,5	75	60	30	90	90	16
36	6	0,35	1,2	0,6	1,3	0,4	90	45	60	80	120	15
37	7	0,5	1,5	1,1	0,6	0,8	0	130	90	45	30	10
38	7	0,45	1,5	1,0	0,5	0,7	30	120	75	60	65	8
39	7	0,3	1,2	0,8	0,4	0,6	45	90	60	40	60	12
40	7	0,35	1,2	0,9	0,5	0,6	60	100	75	45	90	6
41	7	0,25	0,9	0,8	0,4	0,4	75	120	60	50	30	4
42	7	0,2	0,8	0,6	0,3	0,4	90	150	90	30	80	9
43	8	0,4	1,4	1,2	0,6	0,6	120	30	90	150	60	2
44	8	0,4	1,2	1,2	0,5	0,5	90	30	120	120	60	4
45	8	0,3	0,9	0,9	0,4	0,4	75	100	120	90	45	6
46	8	0,3	0,9	0,8	0,5	0,6	60	120	60	120	45	8
47	8	0,25	0,7	0,6	0,4	0,3	45	120	75	90	60	10
48	8	0,25	0,6	0,6	0,3	0,3	30	150	60	135	45	12
49	9	0,3	1,2	1,0	0,6	0,6	0	120	90	100	45	6
50	9	0,3	1,0	0,8	0,5	0,5	30	90	120	90	60	8
51	9	0,4	1,2	1,2	0,6	0,5	45	120	80	110	60	10
52	9	0,35	0,9	1,2	0,6	0,4	60	100	60	75	50	4
53	9	0,25	0,8	1,0	0,6	0,4	75	60	120	90	40	6
54	9	0,2	0,7	0,9	0,6	0,35	0	60	120	120	45	8
55	10	0,4	1,4	1,3	0,6	0,7	90	60	120	45	45	6
56	10	0,3	1,2	1,1	0,5	0,6	30	75	100	60	50	5
57	10	0,35	1,2	1,2	0,6	0,5	45	60	120	45	75	8
58	10	0,25	1,0	1,0	0,5	0,5	60	80	90	75	30	4
59	10	0,2	0,8	0,8	0,4	0,4	75	120	60	90	30	5
60	10	0,2	0,7	0,6	0,6	0,3	90	110	40	60	45	10

Варіант	Схема	Геометричні розміри					Кути між стержнями					Кутова швидкість
		$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	АС	$\varphi$	$\alpha$	$\gamma$	$\beta$	$\psi$	$\omega_1$
		м	м	м	м	м	град	град	град	град	град	рад/с
61	11	0,4	1,2	1,4	-	0,7	0	120	45	60	30	6
62	11	0,35	1,1	1,3	-	0,6	30	115	35	45	30	5
63	11	0,3	0,9	1,1	-	0,4	45	90	60	40	60	4
64	11	0,25	0,8	1,0	-	0,4	60	120	45	75	45	8
65	11	0,2	0,6	0,8	-	0,3	75	120	60	30	60	9
66	11	0,3	1,0	1,2	-	0,5	90	80	75	30	45	10
67	12	0,2	1,0	0,8	0,4	0,5	0	30	95	45	30	12
68	12	0,25	0,8	0,7	0,5	0,4	30	30	120	60	30	14
69	12	0,3	1,0	0,8	0,6	0,5	45	120	90	30	45	9
70	12	0,35	1,2	1,0	0,5	0,6	60	90	120	30	30	10
71	12	0,40	1,4	1,0	0,6	0,7	75	45	90	60	45	12
72	12	0,4	1,4	1,2	0,5	0,6	90	60	120	40	45	14
73	13	0,2	1,0	0,8	0,4	0,6	0	60	70	60	135	6
74	13	0,25	1,0	0,8	0,3	0,5	30	70	60	60	150	8
75	13	0,3	1,2	0,8	0,4	0,6	45	90	30	60	100	9
76	13	0,35	1,2	0,9	0,5	0,6	60	45	60	90	60	12
77	13	0,3	1,2	0,8	0,6	0,5	75	60	30	60	135	6
78	13	0,4	1,2	0,9	0,4	0,6	90	120	30	45	120	4
79	14	0,5	1,5	1,6	-	0,6	0	80	60	45	120	2
80	14	0,5	1,6	1,5	-	0,8	30	60	45	30	130	4
81	14	0,4	1,4	1,2	-	0,7	45	120	30	60	150	6
82	14	0,35	1,2	1,0	-	0,6	60	100	45	30	120	8
83	14	0,3	1,0	0,8	-	0,4	75	90	60	45	110	10
84	14	0,25	0,9	0,8	-	0,4	90	60	30	75	135	9
85	15	0,3	1,2	0,4	1,6	0,4	0	60	80	70	45	12
86	15	0,3	1,2	0,5	1,6	0,5	30	100	45	60	30	10
87	15	0,25	1,1	0,4	1,5	0,4	45	60	45	90	60	12
88	15	0,2	0,8	0,3	1,2	0,4	60	90	45	75	40	9
89	15	0,2	0,7	0,4	1,0	0,3	75	60	30	30	45	8
90	15	0,2	0,7	0,4	0,8	0,5	90	150	60	45	30	7



Варіант	Схема	Геометричні розміри					Кути між стержнями					Кутова швидкість
		$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	АС	$\varphi$	$\alpha$	$\gamma$	$\beta$	$\psi$	$\omega_1$
		м	м	м	м	м	град	град	град	град	град	рад/с
91	16	0,4	1,2	0,6	0,8	0,5	0	60	45	80	120	6
92	16	0,35	1,1	0,5	0,7	0,6	30	120	60	45	110	8
93	16	0,3	1,0	0,6	0,6	0,5	45	60	45	75	120	10
94	16	0,25	0,8	0,5	0,7	0,4	60	90	30	80	110	12
95	16	0,2	0,7	0,6	0,6	0,3	75	60	30	90	60	9
96	16	0,2	0,6	0,6	0,8	0,4	90	150	60	30	45	5
97	17	0,25	1,0	0,8	0,4	0,6	0	80	120	90	60	6
98	17	0,3	1,1	0,8	0,5	0,5	30	110	90	120	45	8
99	17	0,35	1,2	0,9	0,4	0,6	45	75	60	120	60	7
100	17	0,4	1,2	0,8	0,5	0,6	60	60	110	120	45	6
101	17	0,45	1,3	0,9	0,6	0,6	75	90	120	100	45	5
102	17	0,2	0,8	0,6	0,4	0,4	90	120	45	150	60	9
103	18	0,2	0,8	0,8	0,4	0,6	0	120	45	45	60	12
104	18	0,25	0,9	0,8	0,5	0,4	30	100	60	45	45	10
105	18	0,3	1,0	0,9	0,6	0,5	45	80	75	60	120	9
106	18	0,35	1,2	0,9	0,7	0,6	60	90	45	120	120	8
107	18	0,4	1,3	1,0	0,8	0,5	75	60	45	150	135	6
108	18	0,45	1,4	1,2	1,0	0,7	90	60	75	30	150	4
109	19	0,4	1,3	1,2	1,0	0,6	0	30	45	120	45	6
110	19	0,35	1,2	1,2	0,8	0,6	30	45	30	90	60	8
111	19	0,3	1,1	1,1	0,9	0,6	45	60	110	135	75	7
112	19	0,25	1,0	0,9	0,8	0,5	60	30	45	150	30	6
113	19	0,2	0,8	0,7	0,6	0,4	75	60	30	90	45	5
114	19	0,2	0,6	0,6	0,6	0,3	90	30	45	120	75	4
115	20	0,25	0,8	0,7	0,6	0,4	0	45	60	110	30	12
116	20	0,3	0,9	0,8	0,8	0,6	30	75	30	150	45	10
117	20	0,35	1,0	1,2	1,0	0,6	45	60	150	75	30	10
118	20	0,4	1,2	1,2	1,2	0,6	60	30	90	120	75	5
119	20	0,35	1,1	1,4	0,9	0,5	75	60	120	90	60	4
120	20	0,3	1,2	1,4	0,8	0,6	90	45	60	90	75	4

## *Література*

1. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.
2. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин. Львів : Афіша, 2002. 450 с.
3. Балицький І. В. Методичні рекомендації для виконання курсового проекту. Миколаїв, 2009. 84 с.
4. Динамічний аналіз механізмів : методичні вказівки до вивчення курсу “Теорія механізмів і машин” та виконання курсового проекту для студ. машинобуд. спец. / уклад. О. А. Кірієнко, В. П. Лукавенко. Київ : ІВЦ “Видавництво “Політехніка”, 2005. 52 с.
5. Теорія механізмів і машин : методичні вказівки до виконання контрольних і домашніх робіт для студ. машинобуд. спец. / уклад. : О. А. Кірієнко, Л. Г. Овсієнко. Київ : НТУУ “КПІ”, 2007. 68 с.
6. Методичні вказівки до лабораторних занять з курсу ТММ для студентів механічних спеціальностей / уклад. В. І. Шурпа. Чернігів : ЧТІ, 2005. 62 с.
7. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Горбенко О. А. Теорія механізмів і машин: практикум для навчання в умовах інформаційно-освітнього середовища : навч. посіб. Миколаїв : МНАУ, 2019. 168 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/6395>
8. Пастушенко С. І., Руденко О. Г., Іщенко В. В. Практикум з теоретичної механіки : навч. посібник у двох частинах. Ч. 1. Статика. Кінематика. Вінниця : Нова Книга, 2006. 384 с.
9. Теорія механізмів і машин : методичні вказівки та контрольні завдання для студентів машинобудівних і транспортних спеціальностей заочної форми навчання / Є. М. Рибалкін, В. В. Садовнічий, А. М. Шостачук. Житомир : ЖДТУ, 2011. 92 с.

10. Теорія механізмів і машин : курс лекцій для студентів спеціальності „Динаміка і міцність машин”/ уклад. О. П. Заховайко. Київ : НТУУ "КПІ", 2010. 243 с.

11. Методичні вказівки щодо виконання розрахунково-графічної роботи з навчальної дисципліни «Теорія механізмів та машин» (розділ «Аналіз плоского важільного механізму») для студентів денної та заочної форм навчання за напрямом 6.050502 – «Інженерна механіка» (у тому числі скорочений термін навчання) / Г. П. Хабло, Р. А. Вакуленко. Кременчук, 2014. 62 с.

12. Вірник М. М. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум. Вінниця : ВНТУ, 2004. 100 с.

13. Доценко Н. А. Теорія механізмів і машин: методичні рекомендації до виконання практичних та самостійних робіт в умовах інформаційно-освітнього середовища для здобувачів вищої освіти ступеня «Бакалавр» спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 015 «Професійна освіта (Аграрне виробництво, переробка сільськогосподарської продукції та харчові технології)» денної та заочної форм навчання. Миколаїв : МНАУ, 2021. 64 с.

Навчальне видання

## **ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

Методичні рекомендації

Укладач: **Доценко** Наталія Андріївна

Редактор: Н. А. Доценко

Комп'ютерний набір: Н. А. Доценко

Дизайн і верстка: Н. А. Доценко

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 2,75

Тираж 20 прим. Зам. №\_

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету.

54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК№4490 від 20.02.2013р.