

2.6. Порядок виконання структурного аналізу плоского механізму

Існує певний порядок проведення структурного аналізу механізмів.

а). Накреслити кінематичну схему механізму використовуючи для цього умовні позначення, та умовні зображення ланок. Позначити стояк механізму цифрою – 0, далі поставити номери усім рухомих ланкам.

б). Великими літерами позначити кінематичні пари та визначити їх клас. За формулою Чебишова підрахувати ступінь рухомості механізму. Ланки, які створюють зайві зв'язки і зайві ступені вільності при структурному аналізі виділяють. Кінематичні пари IV класу замінюють парами V класу. Креслять замінний механізм і перевіряють його рухомість. При цьому повинна виконуватися умова $W_{зам.} = W_{дій.}$

в). Виділяють початковий механізм I класу (їх кількість дорівнює ступеню вільності) Решту кінематичного ланцюга розбивають на структурні групи Ассура розпочинаючи з груп II класу. Якщо спроби відокремлення груп II класу не дадуть результату, треба переходити до відокремлення груп III класу.

г). Накреслити окремо початковий механізм та структурні групи, визначити їх клас і порядок, а потім клас і порядок механізму в цілому.

д). Записати структурну формулу будови плоского механізму.

Приклад 1. Виконати структурний аналіз плоского важільного механізму для формування керамічних виробів (рис. 2.6, а).

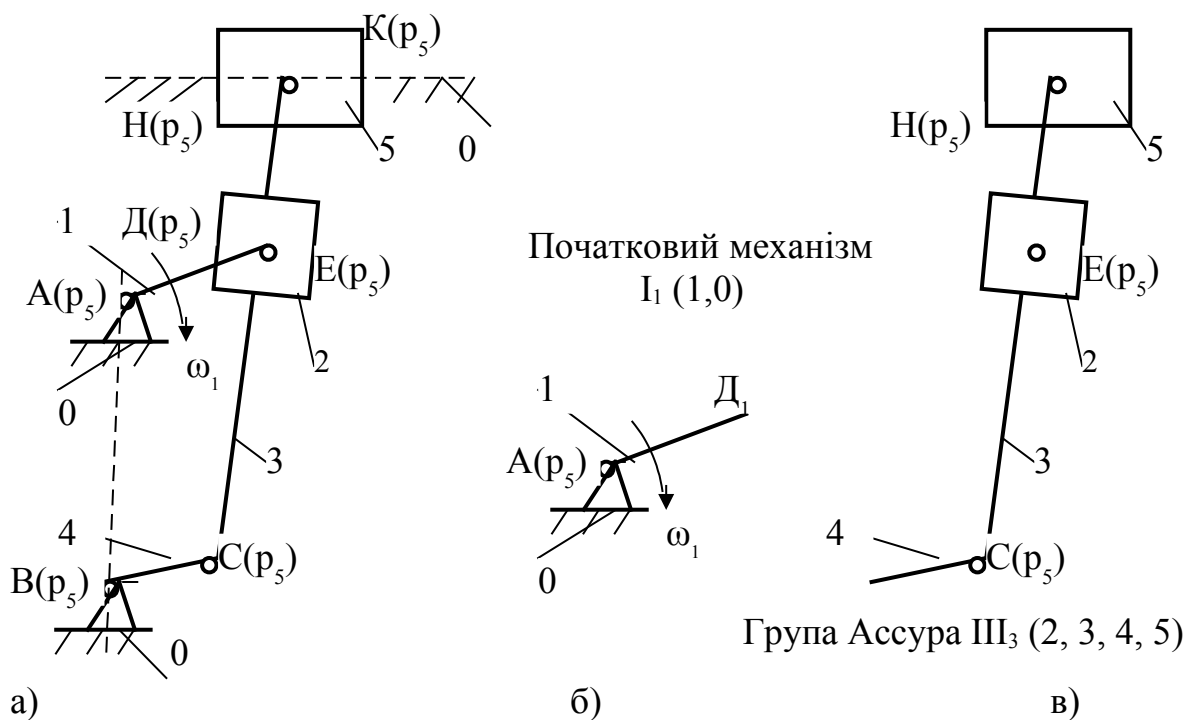


Рис. 2. 6.

Число ступенів вільності за формулою Чебишова маємо

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Механізм складають п'ять рухомих ланок $n = 5$ та сім $p_5 = 7$ нижчих кінематичних пар V класу, із яких А, В, С, Д, Н – обертові, а пари Е, К – поступальні. Кінематичні пари IV класу відсутні $p_4 = 0$.

У цьому механізмі маємо один початковий механізм I_1 класу з ланками 0 і 1 (рис. 2. 6, б), та одну групу Ассура III_3 класу (рис. 2. 6, в), так як розділити ланки 2, 3, 4, 5 на групи II класу по дві ланки не можливо.

Структурна формула будови цього механізму записується так:

$$I_1 (0, 1) + III_3 (2, 3, 4, 5),$$

Таким чином механізм відносимо до III класу та 3 порядку.

Приклад 2. Виконаємо структурний аналіз цього механізму якщо початковий механізм складатимуть ланки 0 і 4, тобто ланка 4 буде ведучою (рис. 2. 7, а).

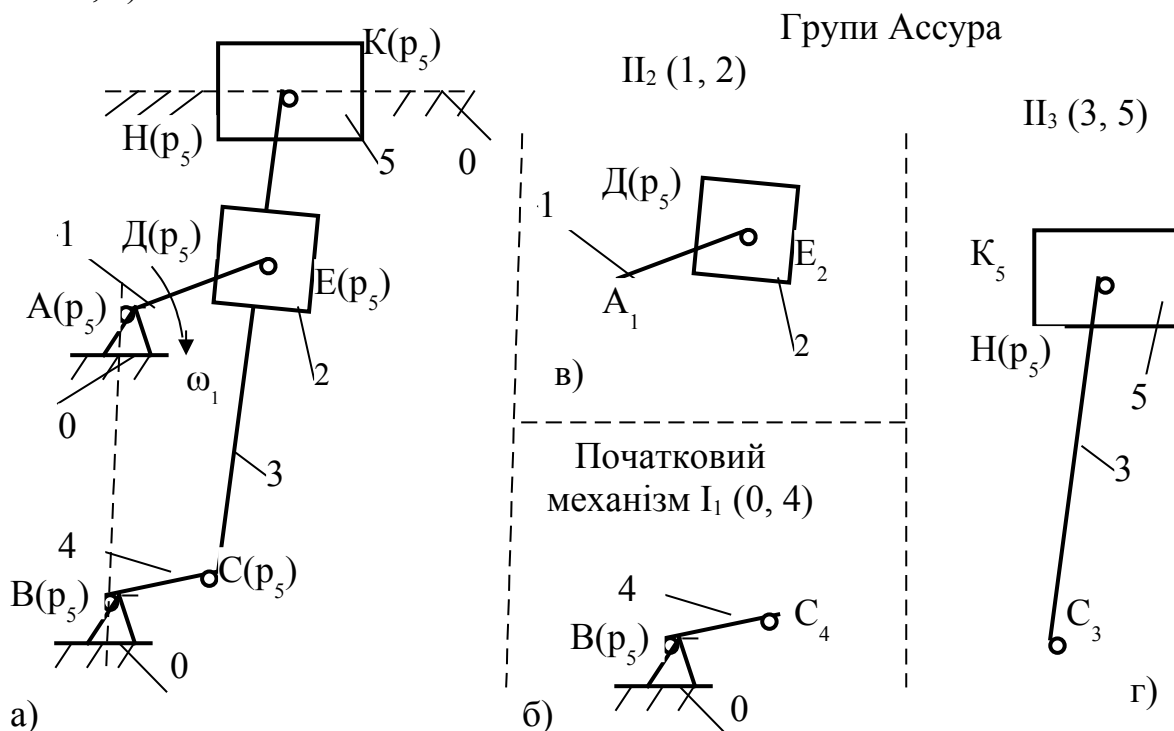


Рис. 2. 7.

Число ступенів вільності за формулою Чебишова маємо

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Механізм складають п'ять рухомих ланок $n = 5$ та сім $p_5 = 7$ нижчих кінематичних пар V класу, із яких А, В, С, Д, Н – обертові, а пари Е, К – поступальні. Кінематичні пари IV класу відсутні $p_4 = 0$.

Але тепер, у цьому механізмі маємо один початковий механізм I_1 класу з ланками 0 і 4 (рис. 2. 7, б), та дві групи Ассура. Одну групу Π_2 складають ланки 1 і 2 (рис. 2. 7, в), другу групу Π_3 складають ланки 3 і 5 (рис. 2. 7, г).

Структурна формула будови цього механізму записується так:

$$I_1 (0, 4) + \Pi_2 (1, 2) + \Pi_3 (3, 5),$$

Таким чином механізм відносимо до II класу та 3 порядку.

Із проведеного аналізу виходить, що клас структурних груп Ассура і механізму в цілому залежить від вибору вхідної ланки, при не змінній кінематики руху механізму.

Приклад 3. Виконати структурний аналіз кулачково-важільного механізму, за схемою на рис. 2. 8, а. Початковою ланкою вибрати кулачок 1.

Механізм складають п'ять рухомих ланок $n=5$ та шість $p_5=6$ нижчих кінематичних пар V класу, із яких $A(0, 1)$, $B(2, 3)$, $C(3, 4)$, $D(4, 0)$, $H(5, 0)$, $E(5, 3)$ – обертові, і однієї $p_4=1$ вищої пари IV класу $K(1, 2)$.

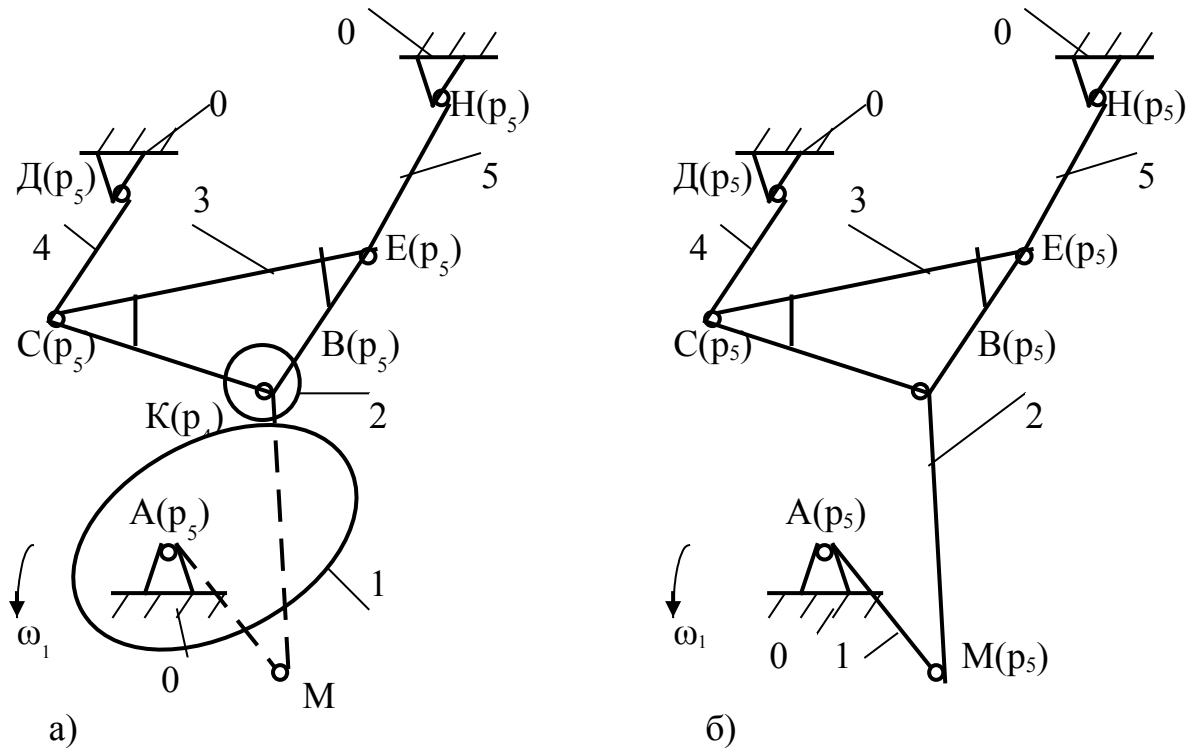


Рис. 2. 8.

Число ступенів вільності за формулою Чебишова маємо

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 1 = 2.$$

У механізмі ролик 2 створює зайвий ступінь вільності. Ролик 2 може ковзати (Π) і одночасно перекочуватися (B) по кулачку 1.

Будуємо (рис. 2. 8, б) замінний механізм, для цього вищу пару $K(p_4)$ замінюємо нижчими парами V класу. Центр кривизни ролика 2 знаходиться у точці B , центр кривизни профілю кулачка 1 у точці M . У точках A і M розміщуємо (замість ролика) додаткову ланку 2 з двома кінематичними парами V класу. Кулачок 1 замінюємо кривошипом AM , довжина якого постійно змінюється.

У замінному механізмі маємо $n = 5$, $p_5 = 7$, $p_4 = 0$, тоді

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Отже, у механізмі один початковий механізм I_1 класу, який створюють ланки 0 і 1. Кінематичний ланцюг, що залишається не можна розділити на групи Ассура II класу. Ланки 2, 3, 4, 5 утворюють групу Ассура III класу 3 порядку. Таким чином механізм слід віднести до III класу та 3 порядку.

Формула будови такого механізму має вигляд

$$I_1(0, 1) + III_3(2, 3, 4, 5).$$

Приклад 4. Виконати структурний аналіз важільного механізму, за схемою на рис. 2. 9, а. Початковою ланкою вибрати кривошип 1.

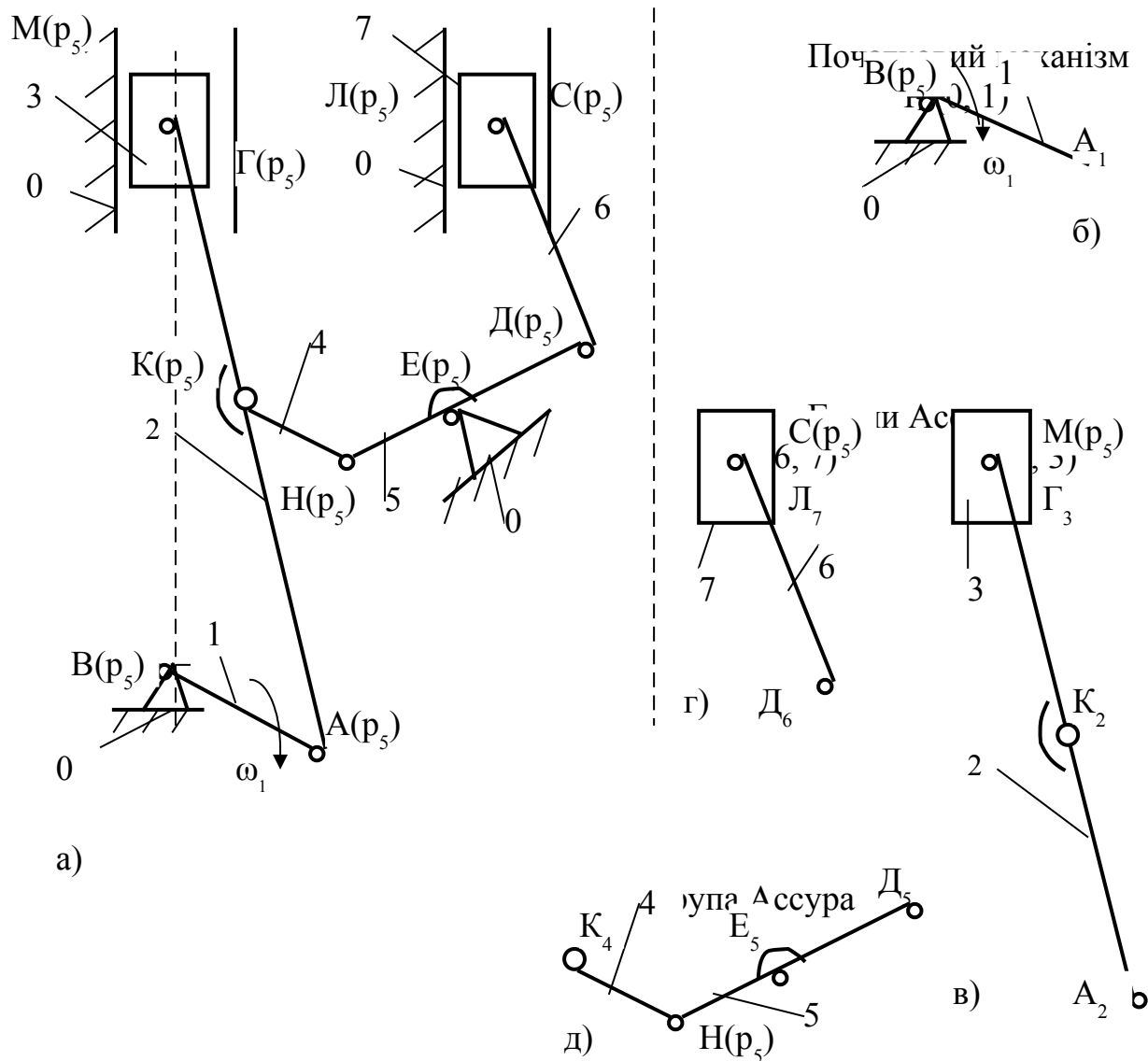


Рис. 2. 9.

Механізм складається із семи рухомих ланок ($n = 7$) і десяти нижчих кінематичних пар V класу ($p_5 = 10$). Кінематичні пари А, В, К, Н, Е, Д, С та М – обертові, а пари Л і Г – поступальні. Кінематичні пари IV класу відсутні. Число ступенів вільності за формулою Чебишова маємо

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Отже, у механізмі один початковий механізм I₁ класу, який створюють ланки 0 і 1 (рис. 2 9, б). Кінематичний ланцюг, що залишається поділимо на три групи Ассура II класу. Ланки 2 і 3 утворюють групу Ассура II₃ класу 3 порядку, ланки 6 і 7 – групу II₂ класу 2 порядку, а ланки 4 і 5 – групу II₃ 3 порядку. Таким чином механізм слід віднести до II₃ класу та 3 порядку.

Формула будови такого механізму має вигляд

$$I_1 (0, 1) + II_3 (2, 3) + II_3 (4, 5) + II_2 (6, 7).$$

3. Синтез плоских важільних механізмів

Задачі синтезу плоских важільних механізмів можна розв'язати чотирма основними методами:

а) **графічним**, який засновано на використанні рисунків кінематичних схем у характерних крайніх положеннях вихідної ланки, на яких параметри довжини накреслені у певному масштабі;

б) **аналітичним**, заснованим на різних математичних методах, що використовує геометрія, тригонометрія, алгебра та вища математика;

в) **графоаналітичним**, що поєднує два вказаних вище методи. Цей метод найбільш часто використовується і поєднує в собі наочність та високу точність;

г) **експериментальний**, що використовує натуральні зразки або моделі механізмів, які проектуються.

Далі, у прикладах, використовуємо тільки **графоаналітичний метод**, який запропонує І.І.Артоболевський і інші вчені.

3.1. Побудова планів і циклограми руху механізму

Планом механізму називають зображення кінематичної схеми механізму у положенні, що задається координатою початкової ланки і з використанням масштабного коефіцієнта довжини (μ_l).

Масштабний коефіцієнт довжини це відношення натуральної довжини ланки в метрах до відповідного відрізка в міліметрах на кресленні, що зображує ланку.

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left(\frac{M}{MM} \right) \quad (3.1).$$

де l_{OA} – дійсна довжина кривошипу OA в метрах; OA – довжина відрізка, що зображує кривошип на кресленні.

Побудову планів механізму здійснюють використовуючи метод засічок. Плани будують згідно заданим координатам, наприклад кута повороту кривошипа. Але виникає питання від якого початкового положення треба цей кут відкладати. Для вирішення цього питання будують крайні положення вихідної (робочої) ланки та складають циклограму руху.

Приклад 1. Виконати синтез чотириланкового механізму (рис.3.1).
 Задано: - кут $\beta_4 = 40^\circ$ гойдання вихідного коромисла BC; - довжина $l_{BC} = 0,85m$ коромисла BC; - міжосьова відстань $l_{OC} = 1,6m$.

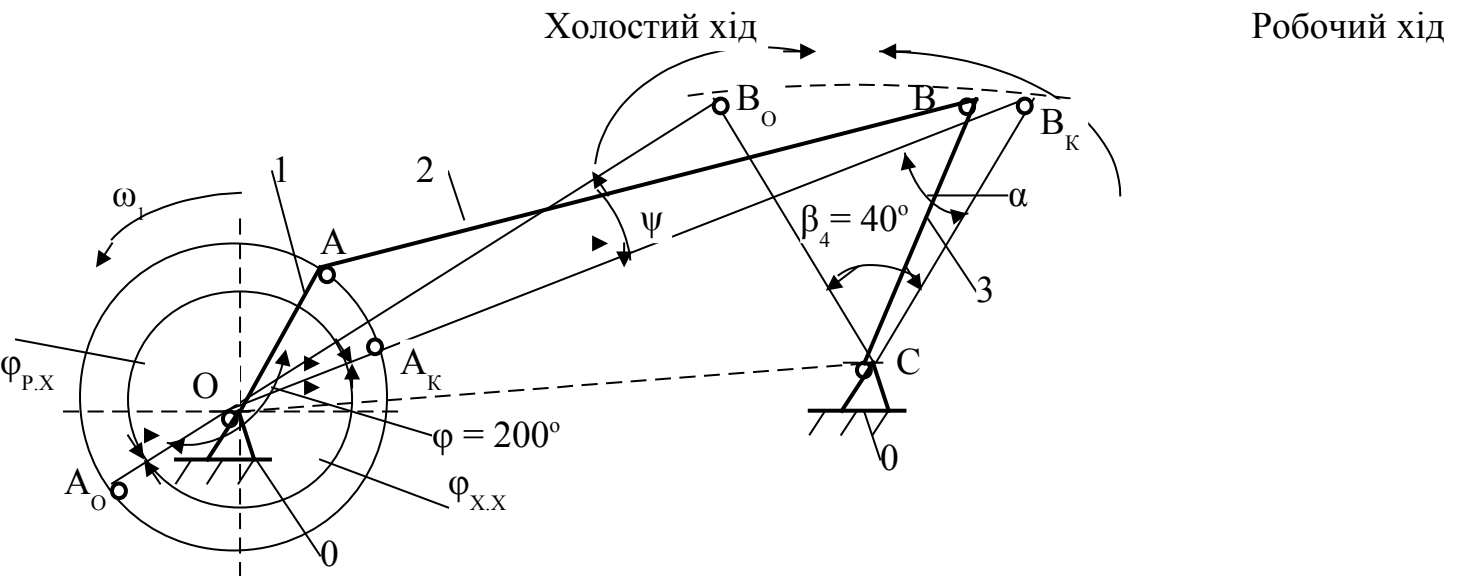


Рис. 3.1.

Розраховуємо масштабний коефіцієнт довжини

$$\mu_l = \frac{l_{OC}}{OC} = \frac{1,6}{80} = 0,02, \left(\frac{M}{MM} \right)$$

Визначаємо розмір коромисла BC для креслення

$$BC = \frac{\ell_{BC}}{\mu_\ell} = \frac{0,85}{0,02} = 42,5 \text{ мм}$$

З довільної взятої точки С будуюмо кут $\beta_4 = 40^\circ$ гойдання вихідного коромисла ВС розмір якого 42,5 мм., отримуємо точки B_0 і B_K . Положення коромисла B_0C і B_KC називаються **крайніми**. Відкладаємо відрізок міжосьової відстані $CO = 80$ мм. З'єднуємо центр обертання кривошипу О з тічками B_0 і B_K записуємо рівняння

$$\begin{aligned} OB_K &= L_2 + L_1 = 120; \\ OB_0 &= L_2 - L_1 = 80. \end{aligned}$$

Розв'язуючи рівняння знаходимо значення довжини ланок L_1 і L_2 , які зображені на рис. 3.1 у масштабі $\mu_\ell = 0,02 \text{ мм}$.

$$L_1 = OA = \frac{OB_K - OB_0}{2} = \frac{120 - 80}{2} = 20 \text{ мм},$$

$$L_2 = OB = \frac{OB_K + OB_0}{2} = \frac{120 + 80}{2} = 100 \text{ мм}.$$

Значення натуральних довжин розраховуємо за формулами

$$\ell_1 = OA \cdot \mu_\ell = 20 \cdot 0,02 = 0,4 \text{ м},$$

$$\ell_2 = OB \cdot \mu_\ell = 120 \cdot 0,02 = 2,4 \text{ м}.$$

Розміри ланок складаємо до таблиці 3.1 для креслення схеми механізму у заданого куту $\varphi = 200^\circ$ положенні.

Таблиця 3.1. Розміри ланок механізму

Ланки	1 (ОА)	2 (АВ)	3 (СВ)	4 (ОС)
Натуральний розмір, м	0,4	2,04	0,85	1,6
Розмір на кресленні, мм	20	120	42,5	80

З центра обертання кривошипу 1 проводимо траєкторію руху точки А яка описує коло радіусом $OA = 20$ мм. На колі помічаємо точки A_0 і A_K , отримуємо два кути $\varphi_{X.X}$ та $\varphi_{P.X}$. Більший із кутів $\varphi_{P.X}$ називаємо кутом робочого ходу, менший $\varphi_{X.X}$ кутом холостого ходу. Рух механізму слід починати з виконання холостого ходу, що дозволяє знайти напрямок кутової швидкості ω_1 , та визначити початкове положення кривошипу OA_0 . Відкладаємо заданий кут $\varphi = 200^\circ$ положенні кривошипу, за кутовою

швидкістю ω_1 і основною (жирною) лінією будемо задане положення механізму.

Циклограма руху механізму, у формі таблиці 3.2, має такий вигляд

Таблиця 3.2. Циклограма руху ланок механізму

Назва такту циклу	Холостий хід	Робочий хід
φ , град.	0...160	160...360

У крайньому положенні коромисла $B_K C$ і шатуном AB показано кут передачі руху α . На даний час відсутні нормативи на допустимі значення кутів передачі руху. Тому кути α передачі руху приймають у межах

$$30^\circ \leq \alpha \leq 150^\circ.$$

Між двома $A_0 B_0$, $A_K B_K$ крайніми положеннями шатуна 2 показано кут ψ який однозначно визначає коефіцієнт R зміни середньої швидкості вихідної ланки (коромисла BC).

Коефіцієнтом R зміни середньої швидкості вихідної ланки називають відношення середньої швидкості руху ланки під час холостого ходу до її середньої швидкості під час робочого ходу. Таким чином механізм можна синтезувати за заданим коефіцієнтом R зміни середньої швидкості вихідної ланки.

Коефіцієнт R зміни середньої швидкості вихідної ланки має формулу

$$R = \frac{V_{X.X}}{V_{P.X}} = \frac{\omega_{X.X}}{\omega_{P.X}} = \frac{t_{P.X}}{t_{X.X}} = \frac{\varphi_{P.X}}{\varphi_{X.X}} = \frac{180^\circ + \psi}{180^\circ - \psi}.$$

Приклад 2. Виконати синтез чотириланкового механізму (рис.3.2).
 Задано: - кут $\beta_4 = 40^\circ$ гойдання вихідного коромисла BC ; - довжина $l_{BC} = 0,85m$ коромисла BC ; - коефіцієнт $R = 1.3$ зміни середньої швидкості коромисла BC .

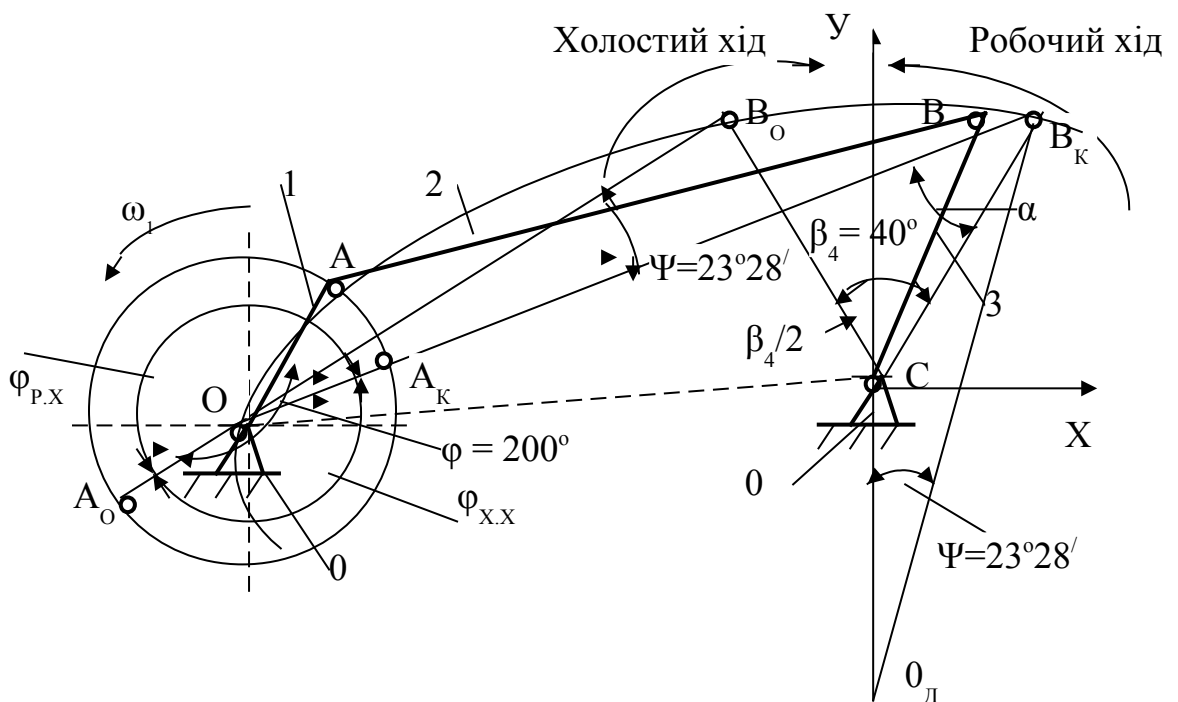


Рис. 3.2.

Розраховуємо масштабний коефіцієнт довжини

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{BC}}{BC} = \frac{0,85}{42,5} = 0,02, \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right)$$

Із довільної точки C , вибраної за початок координат, будуємо крайні положення коромисла $B_K C$ і $B_O C$ симетрично відносно осі Y , відклавши кут $\beta_4 = 40^\circ$ гойдання.

Розраховуємо кут ψ крайніх положень шатуна AB

$$\psi = \frac{180^\circ (R - 1)}{(R + 1)} = \frac{180^\circ (1.3 - 1)}{(1.3 + 1)} = 23^\circ 28'.$$

Через точку B_K (або B_O) проводимо лінію $B_K O_D$ під кутом $\psi = 23^\circ 28'$ до координати Y . Проводимо через точки B_K і B_O додаткове коло з центром O_D . Будь-яку точку цього кола можна вибрати за центр обертання кривошипа OA , оскільки будь-який вписаний кут $B_K O_D B_O$, що опирається на дугу $B_K B_O$, дорівнює розрахованому куту ψ .

Для забезпечення сприятливих кутів α передачі руху, які обмежуються умовою $30^\circ \leq \alpha \leq 150^\circ$, через точку B_K (або B_O) проводимо лінію $B_K O$. Визначивши положення центра O обертання кривошипа OA , заміряємо відрізки $B_K O$ і $B_O O$, та розраховуємо довжини кривошипа 1 і шатуна 2.

$$OB_K = L_2 + L_1 = 120;$$

$$OB_O = L_2 - L_1 = 80.$$

$$L_1 = OA = \frac{OB_K - OB_O}{2} = \frac{120 - 80}{2} = 20 \text{ мм},$$

$$L_2 = AB = \frac{OB_K + OB_O}{2} = \frac{120 + 80}{2} = 100 \text{ мм}.$$

Значення натуральних довжин розраховуємо за формулами

$$\ell_1 = OA \cdot \mu_\ell = 20 \cdot 0,02 = 0,4 \text{ м},$$

$$\ell_2 = AB \cdot \mu_\ell = 120 \cdot 0,02 = 2,4 \text{ м}.$$

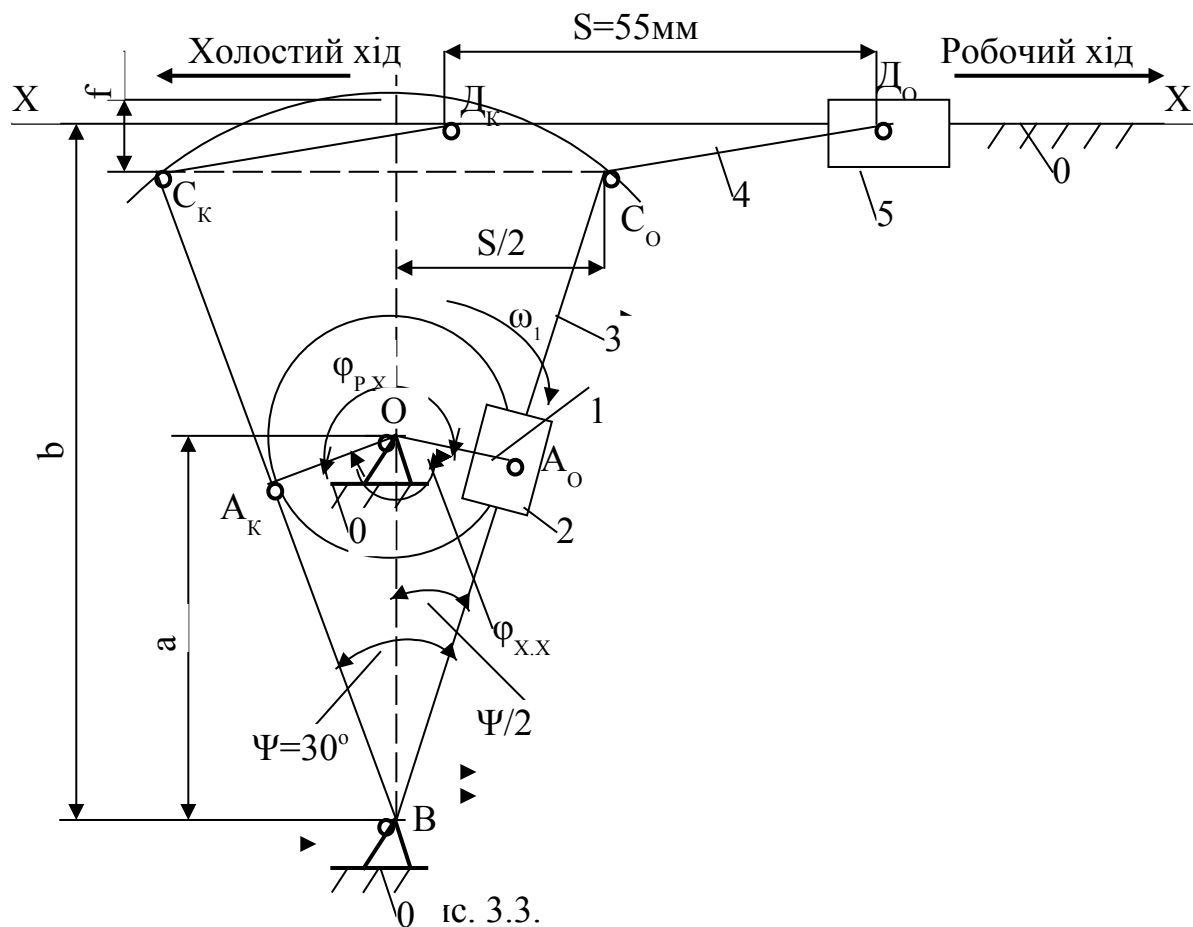
$$\ell_4 = OC \cdot \mu_\ell = 80 \cdot 0,02 = 1,6 \text{ м}.$$

Розміри ланок складемо до таблиці 3.1 для креслення схеми механізму у заданого куту $\varphi = 200^\circ$ положенні.

Приклад 3. Виконати синтез шестиланкового механізму (рис.3.3).
 Задано: - довжина $\ell_{BO} = 0,55\text{м}$ міжосьової відстані ВО; коефіцієнт $R = 1,4$ зміни середньої швидкості куліси ВС; - відношення $\lambda = \ell_{CD} / \ell_{BC} = 0,35$; $S = 1,1\text{м}$ - хід повзуна 5.

Розраховуємо масштабний коефіцієнт довжини

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{BO}}{BO} = \frac{0,55}{27,5} = 0,02, \left(\frac{\text{М}}{\text{ММ}} \right)$$



Розраховуємо кут ψ гойдання куліси ВС, використавши коефіцієнт R

$$\psi = \frac{180^\circ (R - 1)}{(R + 1)} = \frac{180^\circ (1.4 - 1)}{(1.4 + 1)} = 30^\circ$$

Із довільної точки В відкладаємо розмір міжосьової відстані $BO = 27,5$ мм. і проводимо два промені під кутом $\psi/2$ до лінії ВО. Ці промені визначатимуть два крайні, праве і ліве, положення куліси 3.

На цих променях знаходимо хорду C_0C_K довжина якої дорівнює максимальному ходу $\bar{S} = 55\text{мм}$ повзуна 5 у масштабі $\mu_\ell = 0,02$ м/мм.

$$\bar{S} = \frac{S}{\mu_\ell} = \frac{1,1}{0,02} = 55\text{мм}$$

З точки O проводимо два перпендикуляри OA_0 і OA_K до крайніх положень куліси 3. Визначаємо довжини кривошипу 1, куліси 3 та шатуна 4

$$\ell_1 = OA_0 \cdot \mu_\ell = 7,5 \cdot 0,02 = 0,15\text{м.}$$

$$\ell_3 = BC_0 \cdot \mu_\ell = 106 \cdot 0,02 = 2,12\text{м.}$$

$$\ell_4 = \ell_3 \cdot \lambda = 2,12 \cdot 0,35 = 0,742\text{м.}$$

$$CD = BC_0 \cdot \lambda = 106 \cdot 0,35 = 37,1\text{мм,}$$

Для забезпечення найменших кутів θ_{\min} тиску при передачі зусиль від шатуна 4 до повзуна 5 доцільно вибрати таке положення осі $X - X$ (лінії руху повзуна 5), щоб вона ділила стрілку сегмента f навпіл.

Розраховуємо відстань b між центром обертання куліси 3 і напрямною повзуна 5 за формулою

$$\bar{b} = BC - \frac{f}{2} = 106 - \frac{3,6}{2} = 104,2\text{мм}$$

$$b = \bar{b} \cdot \mu_\ell = 104,2 \cdot 0,02 = 2,084\text{м.}$$

Розміри ланок складаємо до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3. Розміри ланок механізму

Ланки	1 (OA)	2 (A ₂)	3 (CB)	4 (DC)	OB	b	S	f
Натуральний розмір, м	0,15	-	2,12	0,742	0,55	2,084	1,1	0,072
Розмір на кресленні, мм	7,5	-	106	37,1	27,5	104,2	55	3,6

З центра обертання O кривошипа 1 проводимо траєкторію руху точки A яка описує коло радіусом OA . На колі помічаємо точки A_0 і A_K , отримуємо два кути $\varphi_{X.X}$ та $\varphi_{P.X}$. Більший із кутів $\varphi_{P.X}$ називаємо кутом робочого ходу, менший $\varphi_{X.X}$ кутом холостого ходу. Рух механізму слід починати з

виконання холостого ходу, що дозволяє знайти напрямок кутової швидкості ω_1 , та визначити початкове положення кривошипу OA_0 .

Циклограма руху механізму, у формі таблиці 3.4, має такий вигляд

Таблиця 3.4. Циклограма руху ланок кулісного механізму

Назва такту циклу	Холостий хід	Робочий хід
φ , град.	0...150	150...360

Приклад 4. Побудувати план положення шестиланкового механізму (рис.3.4). Задано: - довжина $l_1 = 0,07\text{м}$. Розміри ланок важільного механізму визначити за формулами 4.1 - 4.6. Скласти циклограму руху ланок.

Розраховуємо розміри ланок важільного механізму

$$L = 2,2 \cdot l_1 = 2,2 \cdot 0,07 = 0,154\text{м}; \quad (4.1)$$

$$Y = 3 \cdot l_1 = 3 \cdot 0,07 = 0,21\text{м}; \quad (4.2)$$

$$X = 1,5 \cdot l_1 = 1,5 \cdot 0,07 = 0,105\text{м}; \quad (4.3)$$

$$l_2 = l_4 = 3,5 \cdot l_1 = 3,5 \cdot 0,07 = 0,245\text{м}; \quad (4.4)$$

$$l_{O_2B} = l_{BC} = 2,5 \cdot l_1 = 2,5 \cdot 0,07 = 0,175\text{м}. \quad (4.5)$$

$$l_3 = 5,0 \cdot l_1 = 5,0 \cdot 0,07 = 0,35\text{м}; \quad (4.6)$$

Розраховуємо масштабний коефіцієнт довжини

$$\mu_l = \frac{l_3}{O_2C} = \frac{0,35}{140} = 0,0025, \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right)$$

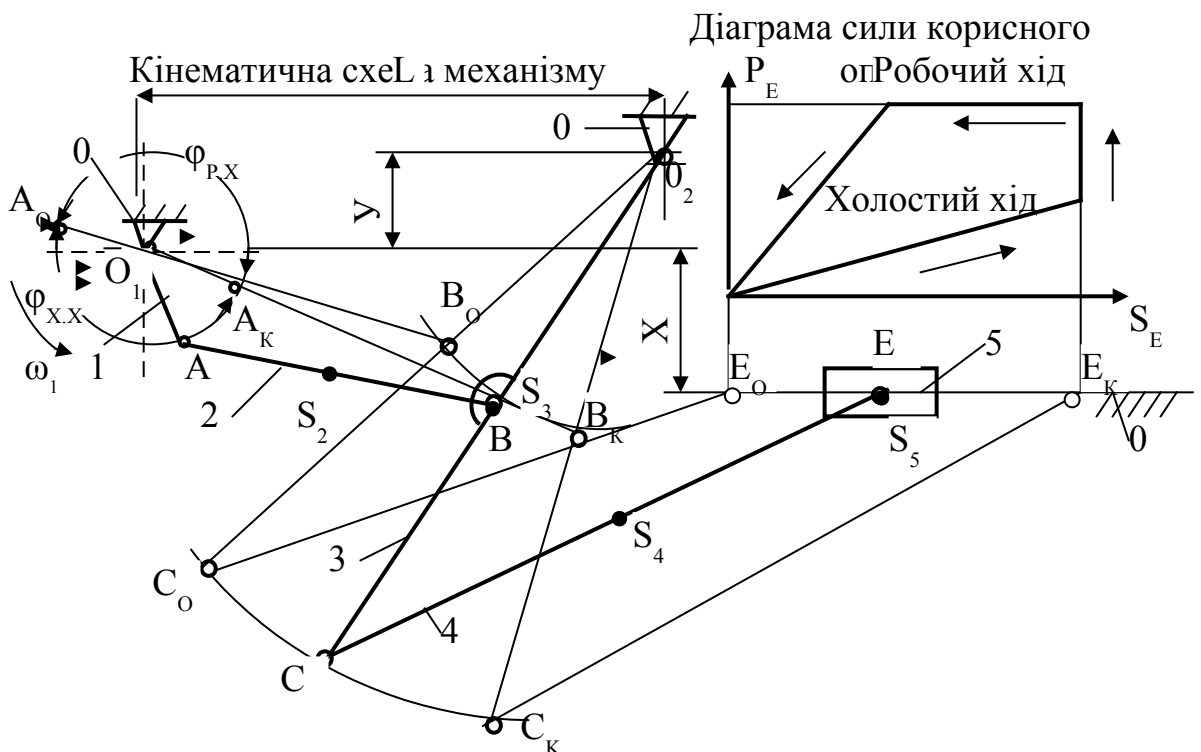


Рис. 3.4.

Значення розмірів ланок для креслення розраховуємо за формулою та зводимо до таблиці 3.5

$$\bar{L} = \frac{L}{\mu_\ell} = \frac{0,154}{0,0025} = 61,5 \text{ мм}$$

Вибираємо центр обертання кривошипу O_1 , відкладаємо розміри L , Y , X , помічаємо центр обертання O_2 коромисла O_2C . З точки O_2 проводимо частину траєкторії руху точки B , дугу радіусом $O_2B = 70$ мм.

Таблиця 3.5. Розміри ланок механізму

Ланки	1 (O_1A)	2 (AB)	3 (O_2C)	4 (CE)	$O_2B=$ BC	L	Y	X
Натуральний розмір, м	0,07	0,245	0,35	0,245	0,175	0,154	0,21	0,105
Розмір на кресленні, мм	28	98	140	98	70	61,6	84	42

Розраховуємо розміри

$$O_1B_K = O_1A + AB = 28 + 98 = 126 \text{ мм};$$

$$O_1B_O = AB - O_1A = 98 - 28 = 70 \text{ мм}.$$

З центра O_1 радіусами $O_1B_O = 70$ мм. і $O_1B_K = 126$ мм. робимо насічки на дузі, помічаємо точки B_O і B_K та проводимо траєкторію руху точки A яка описує коло радіусом O_1A . На колі помічаємо точки A_O і A_K , отримуємо два кути $\varphi_{X.X}$ та $\varphi_{P.X}$. Більший із кутів $\varphi_{P.X}$ називаємо кутом робочого ходу, менший $\varphi_{X.X}$ кутом холостого ходу. Рух механізму слід починати з виконання холостого ходу, що дозволяє знайти напрямку кутової швидкості ω_1 , та визначити початкове положення кривошипу O_1A_O .

Циклограма руху механізму, у формі таблиці 3.5, має такий вигляд

Таблиця 3.5. Циклограма руху ланок кулісного механізму

Назва такту циклу	Холостий хід	Робочий хід
φ , град.	0...165	165...360

Проводимо два крайніх положення O_2C_K і O_2C_O коромисла 3. З точок C_O і C_K , за допомогою довжини шатуна 4 ($CE = 98$ мм.), знаходимо крайні

положення повзуна 5 (точки E_O, E_K). Розмір $E_O E_K$ означає хід S_E повзуна 5. На цьому розмірі будуємо діаграму сил корисного опору P_E на якій помічаємо напрямки холостого та робочого ходів. Основними (жирними) лініями зображено задане кутом $\varphi_1 = 130^\circ$ положення механізму.

Положення центрів мас S_2, S_3, S_4 ланок визначаємо за формулами

$$AS_2 = 0,5 \cdot AB = 0,5 \cdot 98 = 49 \text{ мм};$$

$$O_2 S_3 = 0,5 \cdot O_2 C = 0,5 \cdot 140 = 70 \text{ мм};$$

$$CS_4 = 0,5 \cdot CE = 0,5 \cdot 98 = 49 \text{ мм}.$$

Приклад 5. Побудувати план положення шестиланкового механізму (рис.3.5). Задано: - довжина $\ell_3 = 1,5 \text{ м}$; - $\beta_3 = 42^\circ$ кутовий хід коромисла 3; - $R = 1,2$ коефіцієнт зміни кутової швидкості шатуна 5. Розміри ланок важільного механізму визначити за формулами 5.1 - 5.4.

Число ступенів вільності за формулою Чебишова маємо

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Механізм складають п'ять рухомих ланок $n = 5$ та сім $p_5 = 7$ нижчих кінематичних пар V класу. Кінематичні пари IV класу відсутні $p_4 = 0$.

У цьому механізмі маємо один початковий механізм I_1 класу з ланками 0 і 1, та дві групи Ассурі II класу.

Структурна формула будови цього механізму записується так:

$$I_1 (0, 1) + II_3 (2, 4) + II_2 (5, 3).$$

Таким чином механізм відносимо до II класу та 3 порядку.

Розраховуємо розміри ланок важільного механізму

$$\ell_4 = 0,9 \cdot \ell_3 = 0,9 \cdot 1,5 = 1,35 \text{ м}; \quad (5.1)$$

$$Y = 1,2 \cdot \ell_3 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 \text{ м}; \quad (5.2)$$

$$X = 0,95 \cdot \ell_3 = 0,95 \cdot 1,5 = 1,425 \text{ м}; \quad (5.3)$$

$$\ell_5 = 1,1 \cdot \ell_3 = 1,1 \cdot 1,5 = 1,65 \text{ м}; \quad (5.4)$$

Розраховуємо масштабний коефіцієнт довжини

$$\mu_l = \frac{l_3}{O_3C} = \frac{1,5}{75} = 0,02 \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right).$$

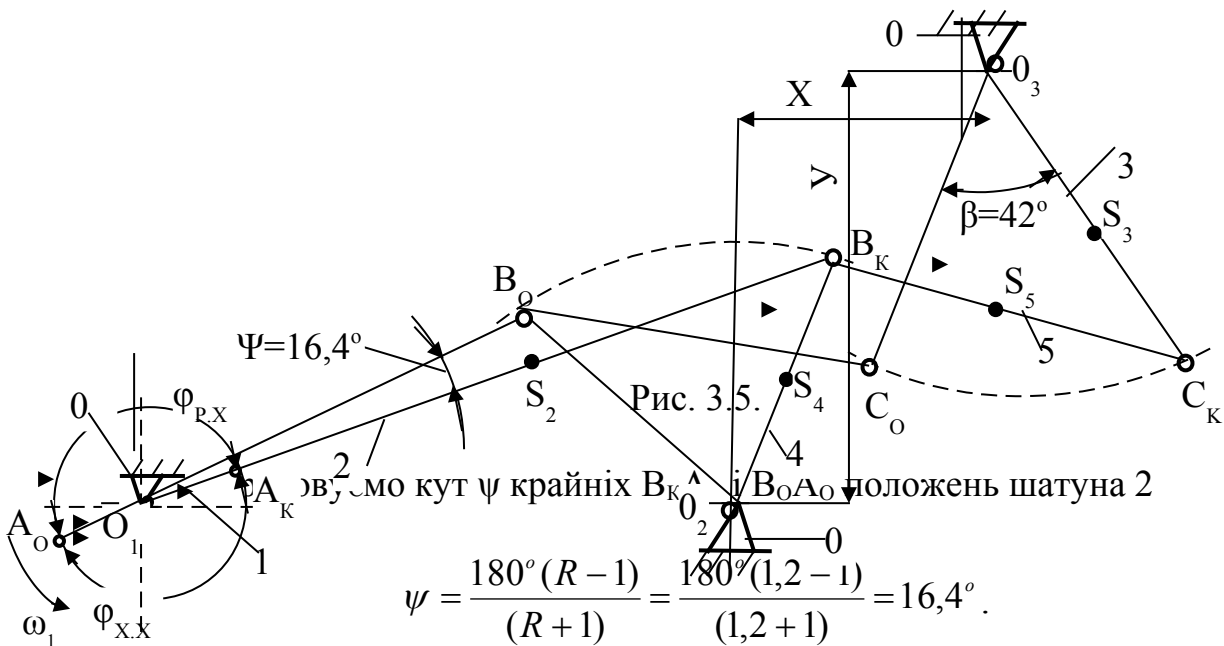
Значення розмірів ланок для креслення розраховуємо за формулою та зводимо до таблиці 3.6

$$\bar{l}_4 = \frac{l_4}{\mu_l} = \frac{1,35}{0,02} = 67,5 \text{ мм}$$

Таблиця 3.6. Розміри ланок механізму

Ланки	3 (O ₃ C)	4 (O ₂ B)	5 (BC)	У	Х
Натуральний розмір, м	1,5	1,35	1,65	1,8	1,425
Розмір на кресленні, мм	75	67,5	82,5	90	71,25

Вибираємо центр обертання коромисла 3 O₃, відкладаємо розміри У, Х, помічаємо центр обертання O₂ коромисла 4. З точки O₃ відкладаємо β₃ = 42° кутовий хід коромисла 3. Крайні положення коромисла 3 позначаємо O₃C_к і O₃C_о. За допомогою циркуля, на якому відкладено розмір шатуна 5 BC = 82,5 мм., знаходимо крайні положення O₂B_к і O₂B_о коромисла 4.



Для забезпечення сприятливих кутів α передачі руху, які обмежуються умовою $30^\circ \leq \alpha \leq 150^\circ$, через точку B_к проводимо промінь (B_кO₁) під кутом передачі руху $\alpha = \angle O_2B_kO_1 = 50^\circ$. Повертаємо, проти годинникової стрілки,

промінь ($B_K O_1$) на кут $\psi = 16,4^\circ$ і проводимо його через точку B_O . Точку O_1 де перехрещуються два ($O_1 B_K$ і $O_1 B_O$) промені вибираємо за центр обертання кривошипу 1. Визначивши положення центра O_1 обертання кривошипа 1, заміряємо відрізки $B_K O_1$ і $B_O O_1$, та розраховуємо довжини кривошипа 1 і шатуна 2.

$$O_1 B_K = L_2 + L_1 = 186;$$

$$O_1 B_O = L_2 - L_1 = 110.$$

$$L_1 = O_1 A = \frac{O_1 B_K - O_1 B_O}{2} = \frac{186 - 110}{2} = 38 \text{ мм},$$

$$L_2 = AB = \frac{O_1 B_K + O_1 B_O}{2} = \frac{186 + 110}{2} = 148 \text{ мм}.$$

Значення натуральних довжин розраховуємо за формулами

$$\ell_1 = O_1 A \cdot \mu_\ell = 38 \cdot 0,02 = 0,76 \text{ м},$$

$$\ell_2 = AB \cdot \mu_\ell = 148 \cdot 0,02 = 2,96 \text{ м}.$$

Положення центрів мас S_2, S_3, S_4 ланок визначаємо за формулами

$$AS_2 = 0,5 \cdot AB = 0,5 \cdot 148 = 74 \text{ мм};$$

$$O_3 S_3 = 0,5 \cdot O_3 C = 0,5 \cdot 75 = 37,5 \text{ мм};$$

$$CS_5 = 0,5 \cdot CB = 0,5 \cdot 82,5 = 41,25 \text{ мм};$$

$$O_2 S_4 = 0,5 \cdot O_2 B = 0,5 \cdot 67,5 = 33,75 \text{ мм}.$$

Циклограма руху механізму, у формі таблиці 3.7, має такий вигляд

Таблиця 3.7. Циклограма руху ланок важільного механізму

Назва такту циклу	Холостий хід	Робочий хід
φ , град.	0...163,6	163,6...360