

Лекція 3

Тема: Метричний синтез важільних механізмів

- Зміст:
1. Умови синтезу.
 2. Метричний синтез чотириланкових важільних механізмів.
 3. Теорема Грасгофа.
 4. Коефіцієнт зміни швидкості вихідної ланки.
 5. Задачі з метричного синтезу важільних механізмів.
 6. Контрольні запитання.

1. Умови синтезу

Метричний синтез полягає в визначенні розмірів та взаємного розташування ланок механізму на його кінематичній схемі за наперед заданими геометричними, кінематичними та динамічними умовами руху вихідної ланки. Серед геометричних і кінематичних умов руху вихідної ланки можна назвати такі умови, які найбільш часто зустрічаються в практичних інженерних задачах:

1. Деякі положення вихідної ланки повинні відповідати певним положенням вхідної ланки, при цьому закон руху вихідної ланки не має значення. Дану задачу можна назвати задачею позиціонування ланок механізму.

2. Траскторія руху вихідної ланки, або його окремої точки повинна відповідати заздалегідь заданій кривій на всьому її протязі або на окремій ділянці.

3. Рух вихідної ланки повинен здійснюватися за наперед заданим законом або характеризуватися окремими заданими кінематичними параметрами, такими, наприклад, як коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки механізму.

Серед динамічних умов можна назвати такі умови, як умова подолання сил корисного опору з заданим законом руху (тобто забезпечення динамічної точності), або умова обмеження інерційних навантажень, або ж умова обмеження кутів тиску (чи кутів передачі).

Перелічені вище умови можуть бути виконані кулачковими механізмами або іншими механізмами, що мають у своєму складі вищі кінематичні пари, проте вирішення тієї ж задачі з застосуванням шарнірно-важільних (важільних) механізмів доцільне з технологічних та економічних міркувань.

2. Метричний синтез важільних чотириланкових механізмів

Розглянемо рішення деяких розповсюджених задач метричного синтезу важільних механізмів спочатку на прикладі синтезу шарнірного чотириланкового механізму, а після цього - деяких інших важільних механізмів.

Існує три різновиди шарнірного чотириланкового механізму.

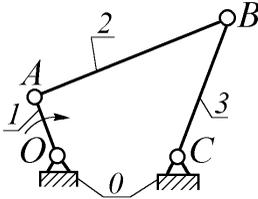


Рис. 1.1. Кривошипно-коромисловий механізм

ня).

2. Двукоромисловий механізм (рис. 1.2).

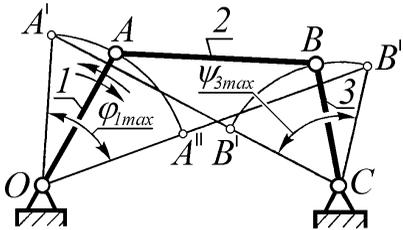


Рис. 1.2. Двукоромисловий механізм

визначеність руху його ланок.

3. Двокривошипний механізм (рис. 1.3).

Окрім стояка механізм включає до свого складу:

- 1, 3 - кривошипи,
- 2 - шатун.

Якщо кривошип 1 (вхідна ланка) рухається повнооборотно, наприклад, з кутовою швидкістю $\omega_1 = const$, то в цей час кривошип 3 теж рухається повнооборотно, але зі змінною кутовою швидкістю $\omega_3 = var$.

1. Кривошипно-коромисловий механізм (рис. 1.1).

Механізм включає до свого складу:

- 0 - стояк;
- 1 - кривошип, який має повнообертальний рух;
- 2 - шатун, який здійснює складний плоскопаралельний рух;
- 3 - коромисло, яке має зворотно-обертальний рух (неповне обертання).

Окрім стояка механізм

включає до свого складу:

- 1, 3 - коромисла,
- 2 - шатун.

Якщо коромисло 1 (вхідна ланка) хитається в межах кута φ_{1max} , то в цей час коромисло 3 (вихідна ланка) може хитатись в межах кута ψ_{3max} . За межами означених кутів φ_{1max} і ψ_{3max} механізм не повинен існувати, інакше порушиться

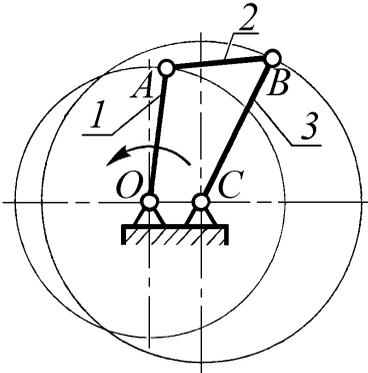


Рис. 1.3. Двокривошипний механізм

Грасгофа: "Найменша ланка буде єдиним кривошипом, якщо сума його довжини і довжини найбільшої ланки виявиться менше від суми довжин двох інших ланок".

Теорему Грасгофа можна також назвати теоремою існування кривошипно-коромислового механізму.

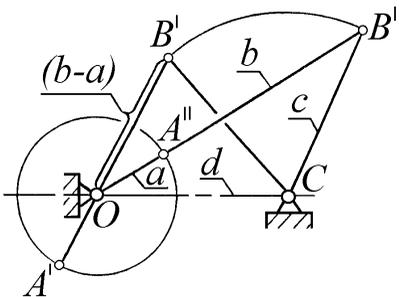


Рис. 1.4. До теореми Грасгофа

ти:

- 1) $OC < B^I C + OB^I$ або $d < c + (b-a)$;
- 2) $B^I C < OC + OB^I$ або $c < d + (b-a)$.

З $\Delta OB^{II}C$ можна записати:

- 3) $OB^{II} < B^{II} C + OC$ або $(a+b) < c+d$.

Одержані три нерівності можемо переписати в вигляді:

- 1) $a+d < c+b$;

Найбільш широке застосування в машинах з названих шарнірних чотириланкових механізмів знайшов кривошипно-коромисловий механізм.

Очевидно, що кожна з трьох різновидів шарнірного чотириланкового механізму існує при певному поєднанні довжин всіх чотирьох ланок: l_{OA} , l_{AB} , l_{BC} , l_{OC} .

3. Теорема Грасгофа про існування кривошипа

Умову існування єдиного кривошипа встановлює так звана теорема

Наведемо один з доказів теореми Грасгофа.

Зобразимо кривошипно-коромисловий механізм в двох положеннях, що прийнято називати мертвими (рис. 1.4). Коромисло в цих положеннях механізму займає своє крайнє ліве і крайнє праве положення (мертві ліве й праве положення).

Позначимо з метою спрощення доказу теореми: $l_{OA} = a$, $l_{AB} = b$, $l_{BC} = c$ і $l_{OC} = d$.

З $\Delta OB^I C$ можна записа-

$$2) a+c < d+b; \quad (1.1)$$

$$3) a+b < c+d.$$

Складемо окремо попарно всі нерівності (1.1), тоді отримаємо

$$1) + 2): 2a + (d+c) < (c+d) + 2b \text{ або } a < b;$$

$$1) + 3): 2a + (d+b) < (b+d) + 2c \text{ або } a < c; \quad (1.2)$$

$$2) + 3): 2a + (c+b) < (b+c) + 2d \text{ або } a < d.$$

Одержані нерівності (1.1) та (1.2) називають нерівностями Грасгофа. Нерівності (1.2) свідчать, що кривошип є ланкою найменшої довжини.

Нерівності (1.1) показують, що сума довжини кривошипа і довжини будь-якої з ланок (у тому числі найбільшої) повинна бути менше суми довжин двох інших ланок.

Сукупність одержаних нерівностей (1.1) та (1.2) і є доказом теореми Грасгофа.

Помітимо, що при дотриманні нерівностей Грасгофа (1.1) та (1.2) найменша ланка (a) може вчиняти повнооборотний рух відносно трьох інших ланок.

Звідси слідує, що якщо не порушуючи відносного руху механізму найменшу ланку (a) зробити стоячком, тоді зв'язані з ним шарнірно ланки (b) і (d), можуть мати відносно найменшої ланки (a) повнооборотний обертальний рух, тобто ці ланки будуть кривошипами. При цьому ланка (c) стане шатуном. Такий механізм, як вже було сказано вище, називається двокривошипним.

Якщо ж нерівності Грасгофа (1.1) та (1.2) у відношенні деякого шарнірного чотириланкового механізму не мають місця, тоді такий механізм може бути тільки двокоромисловим.

4. Коефіцієнт зміни швидкості вихідної ланки

Однією з важливих кінематичних характеристик будь-якого важільного механізму є значення коефіцієнта K_V (або K_ω) зміни середньої швидкості вихідної ланки. Він показує, в скільки разів середня швидкість вихідної ланки на зворотному (холостому) ході більше від середньої швидкості цієї ланки на прямому (робочому) ході.

На робочому ході механізм здійснює перетворення робочого тіла, переборюючи відповідні сили корисного опору.

Холостий хід відбувається, як правило, без участі сил корисного опору.

Для досягнення максимальної продуктивності машин необхідно, щоб з періоду часу одного циклу T_ω більша частина належала до часу робочого ходу T_p , а менша частина - до часу холостого ходу T_x .

Очевидно, що $T_{\omega} = T_p + T_x$.

Якщо виходити з умови рівномірного обертального руху вхідної ланки (головного валу машини) $\omega_1 = const$, тоді можна стверджувати, що динамічні інерційні навантаження в механізмі будуть більші на холостому ході, ніж на робочому ході, бо один й той же лінійний або кутовий шлях вихідна ланка вимушена буде проходити на холостому ході швидше, ніж на робочому ході.

Оптимальним з точки зору однакового навантаження кінематичних пар механізму на холостому та робочому ходах був би такий розподіл періоду часу T_{ω} між робочим T_p і холостим T_x ходами, при якому динамічна інерційна навантаженість ланок механізму на холостому ході була б така ж, як їхня навантаженість від сил корисного опору в сумі з інерційними динамічними навантаженнями на робочому ході.

В більшості випадків у повній мірі це реалізувати практично неможливо, однак дослідним шляхом для різноманітних типів машин встановлені деякі підходи усереднені значення коефіцієнта зміни швидкості K_V (або K_{ω}).

Розглянемо зв'язок величини коефіцієнта K_{ω} з метричними параметрами кінематичної схеми кривошипно-коромислового механізму (рис. 1.5), показаного в двох крайніх положеннях.

Положення механізму, позначене одним штрихом, відноситься до початку робочого ходу (та до кінця холостого ходу попереднього циклу).

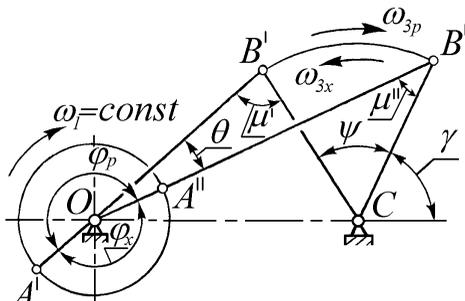


Рис. 1.5. До визначення коефіцієнта зміни швидкості вихідної ланки

Положення механізму, позначене двома штрихами, відноситься до кінця робочого ходу (та до початку холостого ходу поточного циклу).

На рис. 1.5 позначено напрямок обертання кривошипного валу 1 (з $\omega_1 = const$) за годинниковою стрілкою. При цьому коромисло 3 буде мати змінну кутову швидкість робочого ходу ω_{3p} , напрямлену за годинниковою стрілкою, а також змінну кутову швидкість холостого ходу ω_{3x} , напрямлену проти годинникової стрілки.

Повний кут повороту коромисла 3 і на робочому і на холостому ходах позначено величиною ψ . При цьому кут між правим крайнім положенням коромисла 3 і лінією шарнірів стояка (O та C) позначено величиною γ .

Кут, під яким з центру обертання кривошипа (т. O) видні крайні положення рухомого кінця коромисла 3 (т. т. B^I та B^{II}), позначено величиною

θ .

Також показані кути повороту кривошипа 1: за час робочого ходу - φ_p , та за час холостого ходу - φ_x .

Кут μ , під яким по відношенню один до одного розміщені шатун і коромисло, є так званим кутом передачі.

На рис. 1.5 показані величини цього кута μ^I та μ^{II} в крайніх положеннях механізму. Бажано, щоб змінний кут μ залишався поблизу значення, рівного 90° (тобто щоб він був більше деякого мінімально допустимого кута передачі $\mu_{min}^{don} < 90^\circ$, а також менше деякого максимально допустимого кута передачі $\mu_{max}^{don} > 90^\circ$).

Знайдемо середні значення кутової швидкості коромисла 3 на робочому ході

$$\omega_{3p} = \frac{\psi}{T_p} \quad (1.3)$$

і на холостому ході

$$\omega_{3x} = \frac{\psi}{T_x}, \quad (1.4)$$

де

$$T_p = \frac{\varphi_p}{\omega_1} \text{ - час робочого ходу,} \quad (1.5)$$

$$T_x = \frac{\varphi_x}{\omega_1} \text{ - час холостого ходу.} \quad (1.6)$$

З рисунка видно, що

$$\varphi_p = 180^\circ + \theta^0, \quad (1.7)$$

$$\varphi_x = 180^\circ - \theta^0. \quad (1.8)$$

Тому що за визначенням

$$K_\omega = \frac{\omega_{3x}^{сер.}}{\omega_{3p}^{сер.}}, \quad (1.9)$$

з урахуванням (1.3), ..., (1.8) отримаємо формулу

$$K_\omega = \frac{180^\circ + \theta^0}{180^\circ - \theta^0}, \quad (1.10)$$

де кут θ^0 слід виражати в градусах.

Формулу (1.10) можна перетворити до вигляду

$$K_\omega = \frac{\pi + \theta}{\pi - \theta}, \quad (1.11)$$

де кут θ слід виражати в радіанах.

Помітимо, що звичайно $K_\omega \geq 1$. При $K_\omega = 1$ точки A^I, A^{II}, B^I, B^{II} будуть лежати на одній лінії, що проходить через точку O (рис. 1.6). В цьому випадку прямий і зворотний ходи здійснюються з однієї й тією ж середньою швидкістю коромисла BC . Симетричний рух коромисла на прямому і зворотному ходах застосовувати, коли кожний з цих ходів буде робочим, тобто кожний буде супроводжуватися доданням сил корисного опору. Холостий хід при цьому буде відсутній взагалі.

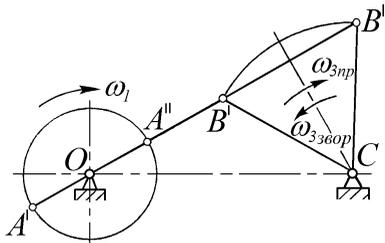


Рис. 1.6. Кривошипно-коромисловий механізм з $K_\omega = 1$

Ще раз підкреслимо, що кутова швидкість коромисла - змінна величина зі своїм законом зміни і на прямому і зворотному ходах, однак усереднені значення $\omega_{3пр}$ і $\omega_{3звор}$ при $K_\omega = 1$ будуть співпадати.

Відзначимо, що формули (1.10) та (1.11) справедливі і для інших важільних механізмів, бо відношення середніх швидкостей вихідних ланок на

робочих та холостих ходах цих механізмів визначається, в кінці кінців, відношенням кутів повороту кривошипного вала на робочому ході (φ_p) та на холостому ході (φ_x).

Покажемо приклади вирішення деяких задач метричного синтезу важільних механізмів за умовою досягнення заданої величини коефіцієнта зміни швидкості вихідної ланки K_ω (або K_V), з урахуванням заданих значень окремих параметрів кінематичних схем механізмів.

5. Задачі з метричного синтезу важільних механізмів

Задача. 1. Спроекувати (синтезувати) в загальному вигляді кривошипно-коромисловий механізм у відповідності зі схемою рис. 1.5 та наступними заданими величинами: $l_{OA} = l_1$; ψ ; γ ; K_ω

Рішення.

1. За формулою (1.10) або (1.11), з урахуванням заданого значення коефіцієнта зміни швидкості вихідної ланки K_ω , обчислимо величину допоміжного кута θ .

$$\theta^0 = 180^\circ \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1} \text{ (град)} \quad (7.12)$$

або

$$\theta = \pi \frac{K_{\omega} - 1}{K_{\omega} + 1} (\text{рад}). \quad (7.13)$$

2. Виберемо на кресленні (рис. 1.7) довільну точку C . Проведемо через неї горизонтальну центрову лінію (у бік невідомого доки-що положення т. O), а також промені, що ідуть до цієї центральної лінії під кутами γ та $(\gamma + \psi)$.

3. На кожному з променів відкладемо відповідно довільні однакові відрізки CB^{II} та CB^I .

4. Для відшукування положення точки O використаємо допоміжне коло радіусу ρ , що проходить через точки B^I та B^{II} , у відповідності з відомою теоремою геометрії: "Вписаний в коло кут складає половину центрального, що спирається на ту ж дугу".

Знайдемо центр O^* допоміжного кола з радіусом ρ на продовженні бісектриси кута ψ .

Закоординувати точку O^* можна, наприклад, променем, що йде з точки B^{II} під кутом до прямої лінії $B^I B^{II}$, що дорівнює $(90^\circ - \theta)$. Однак при малих значеннях кута θ точність відшукування положення точки O^* може виявитися недостатньою. Тому краще обчислити довжину DO^* бісектриси за формулою

$$DO^* = 0,5 B^I B^{II} \cdot \text{tg} \theta.$$

З точки O^* дуга $B^I B^{II}$ буде спостерігатися під центральним кутом 2θ , а з будь-якої точки допоміжного кола, проведеного з центру O^* радіусом ρ , дуга $B^I B^{II}$ буде спостерігатися під кутом θ .

Перетин допоміжного кола з центральною горизонтальною лінією, що проходить через точку C (ліворуч від неї), і буде цією точкою O , з якої точки B^I та B^{II} спостерігаються під кутом θ .

Помітимо, що друга можлива точка перетину допоміжного кола з центральною горизонтальною лінією, що проходить через точку C (праворуч від неї), також задовольняє заданому значенню K_{ω} , але при цьому отримався б інший механізм зі схемою, дзеркальною по відношенню до необхідної схеми (рис. 1.5).

5. Знайдемо довжини відрізків OA та AB , а також масштаб μ_l , в якому побудована кінематична схема кривошипно-коромислового механізму.

Помітимо, що (у відповідності з рис. 1.5) відрізки

$$OB^{II} = OA + AB,$$

$$OB^I = AB - OA.$$

Відніmemo з першого рівняння друге, тоді отримаємо

$$OB^{II} - OB^I = 2OA.$$

Графічно, як показано на рис. 1.7, визначимо відрізок $2OA$ (відніманням з OB^{II} відрізка OB^I).

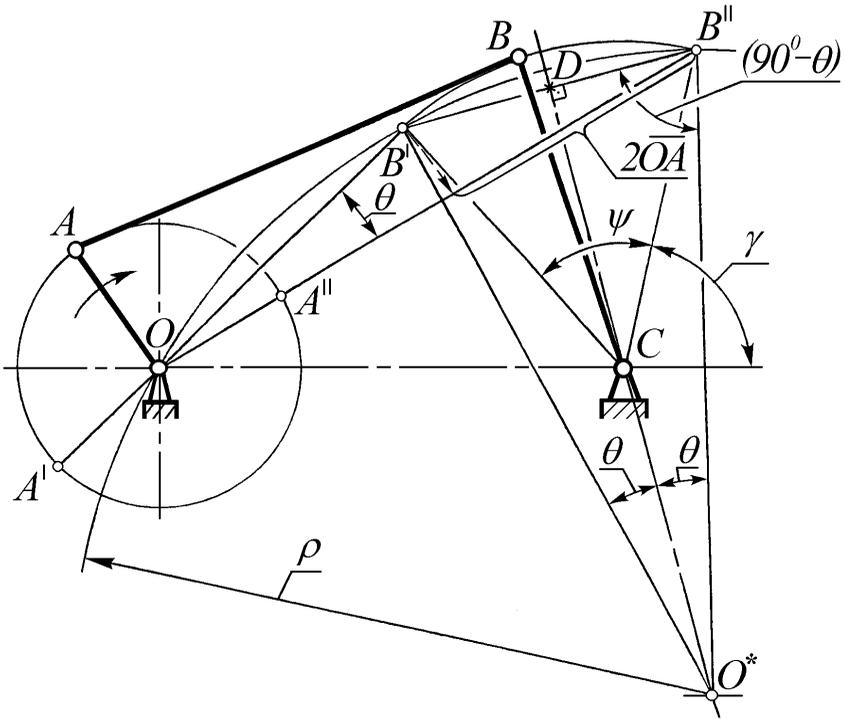


Рис. 1.7. Синтез кінематичної схеми кривошипно-коромислового механізму

Проведемо радіусом OA траєкторію точки A , на якій намітимо її положення A^I та A^{II} .

Масштаб μ_l , в якому побудована кінематична схема, можна визначити за формулою

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \text{ (м/мм)}.$$

Тоді

$$l_{AB} = A^I B^I \cdot \mu_l \text{ (м)},$$

$$l_{BC} = B^I C \cdot \mu_l \text{ (м)},$$

$$l_{OC} = OC \cdot \mu_l \text{ (м)}.$$

Відзначимо, що основними лініями на рис. 1.7 показана кінематична схема синтезованого кривошипно-коромислового механізму в деякому його

довільному положенні ($OABC$).

Задача 2. Визначити в загальному вигляді значення мінімального μ_{min} і максимального μ_{max} кутів передачі кривошипно-коромислового механізму, синтезованого при вирішенні задачі 7.1.

Рішення.

1. Викреслимо у масштабі μ кривошипно-коромисловий механізм у двох положеннях, при яких точка A кінця кривошипа буде знаходитися від точки C на мінімальній та на максимальній відстанях (рис. 1.8).

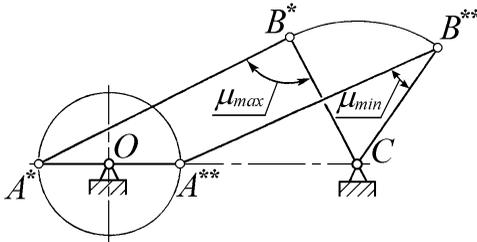


Рис. 1.8. До визначення мінімального і максимального кутів передачі

ках маємо по дві рівні сторони

$$\begin{aligned} A^*B^* &= A^{**}B^{**}, \\ B^*C &= B^{**}C, \end{aligned}$$

між якими кут (кут передачі μ) залежить від розміру третьої сторони.

Чим більше третя сторона, тим більше буде і розмір кута μ .

Оскільки довжина сторони A^*C , у положенні механізму, позначеному однією зірочкою, буде максимально можливою, то і кут між двома іншими сторонами ΔA^*B^*C буде максимально можливим, тобто в цьому положенні механізму $\mu = \mu_{max}$.

Довжина ж сторони $A^{**}C$, у положенні механізму, позначеному двома зірочками, буде мінімально можливою, тому кут між двома іншими сторонами $\Delta A^{**}B^{**}C$ буде мінімально можливим, тобто в цьому положенні механізму $\mu = \mu_{min}$.

Відзначимо, що найвигідніше значення кута передачі дорівнює 90° . Як збільшення, так і зменшення кута передачі від цього значення веде до погіршення умов передачі рушійних сил від вхідного кривошипного вала через шатун на вихідну ланку механізму - коромисло. Тому при синтезі кривошипно-коромислових механізмів варто перевіряти виконання динамічної умови

$$\mu_{max} \leq \mu_{max}^{don},$$

2. Доведемо, що

кут передачі μ у положенні механізму, позначеному двома зірочками, буде мінімальним (μ_{min}), а в положенні, позначеному однією зірочкою кут передачі буде максимальним (μ_{max}).

Розглянемо два трикутники: ΔA^*B^*C і $\Delta A^{**}B^{**}C$. У цих трикутниках

$$\mu_{min} \geq \mu_{min}^{don},$$

де μ_{max}^{don} і μ_{min}^{don} - максимальне і мінімальне допустимі значення величини кута передачі μ .

Задача 3. Визначити довжини кривошипа r і шатуна l , а також ексцентриситет e дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, якщо задано: хід повзуна H , співвідношення довжин шатуна і кривошипа l/r , а також коефіцієнт зміни середньої швидкості руху повзуна K_V . Задачу вирішити в загальному вигляді графічно й аналітично.

Графічне рішення.

1. Обчислимо значення допоміжного кута θ по формулі (1.12).

2. На промені, що йде з довільної точки O в довільному напрямку відкладемо $(l/r+1)$ разів деякий довільний відрізок із довжиною a мм. На другому кінці отриманого результуючого відрізка позначимо точку B^{II} (рис. 1.9).

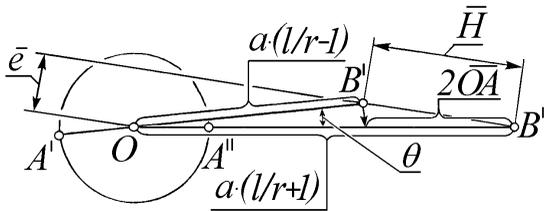


Рис. 1.9. Графічний синтез кривошипно-повзунного механізму

3. З точки O проведемо другий промінь під кутом θ до першого променя й відкладемо на ньому той же відрізок a $(l/r-1)$ разів. На другому кінці отриманого при цьому результуючого відрізка позначимо точку B^I .

4. Віднімемо графічно з відрізка OB^{II} відрізок OB^I , у залишку одержимо відрізок $2OA$. Довжиною відрізка OA як радіусом із точки O проведемо окружність, що на першому промені закоординує точку A^{II} , а на продовженні другого променя в його зворотному напрямку буде закоординувана точка A^I .

Помітимо, що відрізок $a=OA$, відрізок $A^I B^I = A^{II} B^{II} = AB$, а відношення $AB/OA=l/r$.

Отже, на рис. 1.9 побудована кінематична схема кривошипно-повзунного механізму з заданими коефіцієнтом зміни вихідної швидкості повзуна K_V і співвідношенням l/r .

5. Визначимо масштаб довжин отриманої схеми

$$\mu_l = \frac{H}{B^I B^{II}} = \frac{H}{\bar{H}} \text{ (м/мм)}.$$

6. Через розрахований масштаб довжин і виміряні відповідні відрізки знайдемо шукані довжини ланок l та r і ексцентриситет e .

$$l = A^I B^I \cdot \mu_l \text{ (м)},$$

$$r = OA^I \cdot \mu_l \text{ (м)},$$

$$e = \bar{e} \cdot \mu_l \text{ (м)}.$$

Аналітичне рішення.

1. Обчислимо значення допоміжного кута θ по формулі (1.13) і зобразимо довільний фрагмент кінематичної схеми кривошипно-повзунного механізму (рис. 1.10).

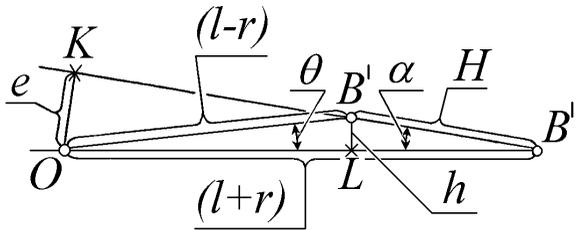


Рис. 1.10. До аналітичного визначення розмірів ланок кривошипно-повзунного механізму

2. Відповідно до рис. 1.10, у трикутнику $OB^I B^{II}$, якщо його уявити в натуральному масштабі, сторона OB^I буде рівна $(l-r)$, сторона OB^{II} буде рівною $(l+r)$, а сторона $B^I B^{II}$ буде дорівнювати H .

Тому що між сторонами OB^I і OB^{II} кут θ відомий, можемо для відшукування величин r і l скористатися теоремою косинусів

$$H^2 = (l-r)^2 + (l+r)^2 - 2(l-r) \cdot (l+r) \cdot \cos \theta. \quad (1.14)$$

З метою спрощення подальших алгебраїчних перетворень позначимо задане відношення l/r величиною c , тоді можна записати

$$l = r \cdot c. \quad (1.15)$$

Підставимо у формулу (1.14) вираз (1.15), тоді одержимо рівняння з одним невідомим r :

$$H^2 = (r \cdot c - r)^2 + (r \cdot c + r)^2 - 2(r \cdot c - r) \cdot (r \cdot c + r) \cdot \cos \theta. \quad (1.16)$$

Після нескладних перетворень рівняння (1.16) набуде вигляду

$$H^2 = 2r^2 (c^2 - c^2 \cdot \cos \theta + \cos \theta + 1),$$

звідкіля знайдемо

$$r = H / \sqrt{2(c^2 - c^2 \cdot \cos \theta + \cos \theta + 1)},$$

або

$$r = H / \sqrt{2 \left(\left(\frac{l}{r} \right)^2 - \left(\frac{l}{r} \right)^2 \cdot \cos \theta + \cos \theta + 1 \right)}. \quad (1.17)$$

Після відшукування величини r по формулі (1.15) обчислимо величину

$$l = r \cdot \frac{l}{r}.$$

4. Підрахуємо величину ексцентриситету e з допоміжного прямокутного трикутника ΔOKB^{II}

$$e = (l+r) \cdot \sin \alpha, \quad (1.18)$$

де α - кут між сторонами $B^I B^{II}$ і OB^{II} із $\Delta OB^I B^{II}$.

Для визначення $\sin \alpha$ опустимо з точки B^I висоту h на сторону OB^{II} Δ -ка $OB^I B^{II}$.

Очевидно, що $h = (l-r) \cdot \sin \theta$, тоді

$$\sin \alpha = \frac{h}{H} = \frac{(l-r) \cdot \sin \theta}{H}. \quad (1.19)$$

Підставимо вираз (1.19) у вираз (1.18), тоді одержимо формулу для визначення ексцентриситету e

$$e = \frac{(l^2 - r^2) \cdot \sin \theta}{H}. \quad (1.20)$$

Задача 4. Виконати в загальному вигляді синтез кінематичної схеми шестиланкового кривошипно-кулісного механізму стругального верстата відповідно до рис. 1.11, якщо задано: хід H (м) повзуна 5, відстань l_{OC} (м) між шарнірами O і C стяка і коефіцієнт K_V зміни швидкості вихідної ланки механізму.

Рішення.

1. Обчислимо значення допоміжного кута θ по формулі (1.12)

$$\theta^0 = 180^\circ \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1} \text{ (град.)}$$

2. На горизонтальній прямій (рис. 1.12) в обраному масштабі μ_l відкладемо відрізок

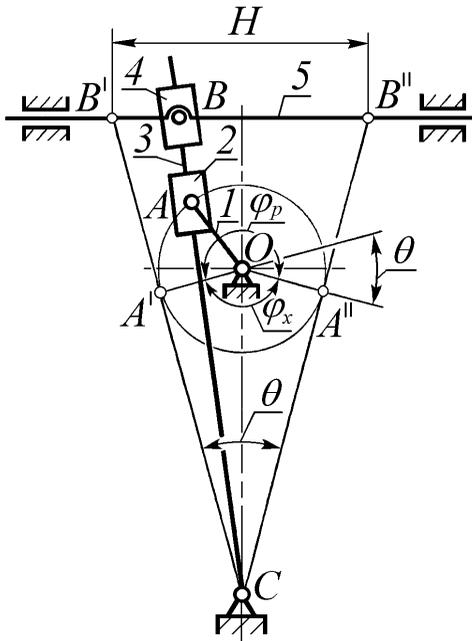


Рис. 1.11. Кривошипно-кулісний механізм стругального верстата

мулою

$$DC = 0,5 \cdot B^I B^{II} \cdot \operatorname{tg}(\theta / 2).$$

З'єднаємо точку C з точками B^I і B^{II} і підрахуємо відстань

$$l_{B^I C} = l_{B^{II} C} = \overline{B^I C} \cdot \mu_1 (м).$$

Очевидно, що довжину куліси l_3 варто прийняти конструктивно де-що більше від розміру $l_{B^I C}$, тобто так, щоб камінь 4 міг цілком розташувати-ся на направляючих куліси 3 (див. рис. 1.11).

4. З точки C відкладемо вверх відстань

$$\overline{OC} = \frac{l_{OC}}{\mu_1} (мм).$$

$$\overline{H} = \frac{H}{\mu_1} (мм).$$

Позначимо кінці цього відрізка точками B^I і B^{II} .

3. З точок B^I і B^{II} назустріч один одному униз проведемо промені, розташовані до лінії $B^I B^{II}$ під кутами $(90^\circ - \frac{\theta^0}{2})$.

Перетинання вище-вказаних променів закор-динує положення точки C .

Проте при малих значеннях кута θ точність відшукування положення точ-ки C може виявитися недо-статньою. Тому краще обчи-слити відстань DC за фор-

5. З точки O , як із центру, проведемо окружність, що дотикається до ліній $B^I C$ і $B^{II} C$ у точках A^I і A^{II} . Радіус окружності OA (мм) можна обчислити по формулі

$$OA = OC \cdot \sin(\theta/2).$$

При цьому довжина кривошипа буде

$$l_{OA} = OA \cdot \mu_l \text{ (м)}.$$

Помітимо, що якщо кулісні камені 2 і 4 будуть сковзати по загальній направляючій куліси 3 (виконаній з однієї установки), тоді необхідно щоб розмір h і довжини каменів були б такими, щоб у середньому положенні механізму (див. рис. 1.11) між ними залишався гарантований зазор.

У протилежному випадку направляючі для каменів 2 і 4 варто розташувати на кулісі у різних площинах. І тоді розмір h не буде мати ніякого значення (він може бути навіть від'ємним).

Зазначимо ще і на те, що довжина кривошипа кривошипно-кулісного механізму в усіх випадках бажана максимально можлива. Зменшувати її

Рис. 1.12. Синтез кривошипно-кулісного механізму

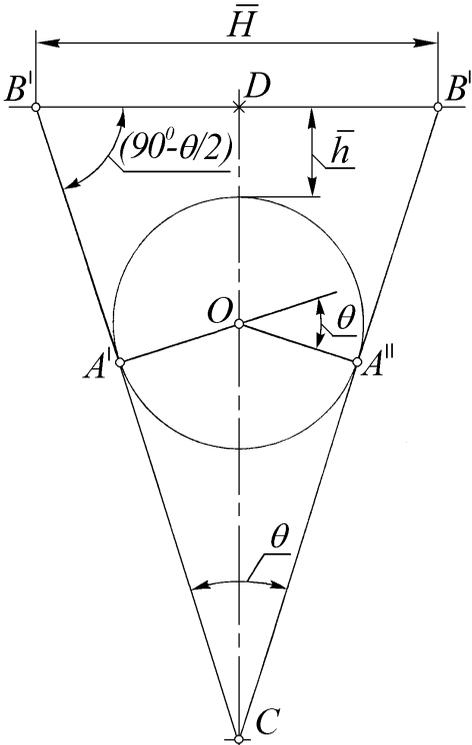
її недоцільно, тому що це могло б призвести до зниження точності верстата і його ККД, а також до збільшення навантажень в окремих кінематичних парах механізму.

Задача 5. Виконати в загальному вигляді метричний синтез кінематичної схеми шестиланкового кривошипно-коромислового механізму брикетировального автомата (рис. 1.13) за відомими вихідними даними: H , l_{ED} , a , b , c , K_V , γ , DC/BC .

Рішення.

1. Проаналізуємо умову задачі. Помітимо, що невідомими являються довжини ланок l_{OA} , l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , положення точки O , а також розташування коромисла 3 у крайніх положеннях.

Розіб'ємо розв'язання задачі на два етапи.



На першому етапі знайдемо за методом обернення руху довжину l_{DC} і розташування коромисла 3 у крайніх положеннях (D^1C та $D^{II}C$).

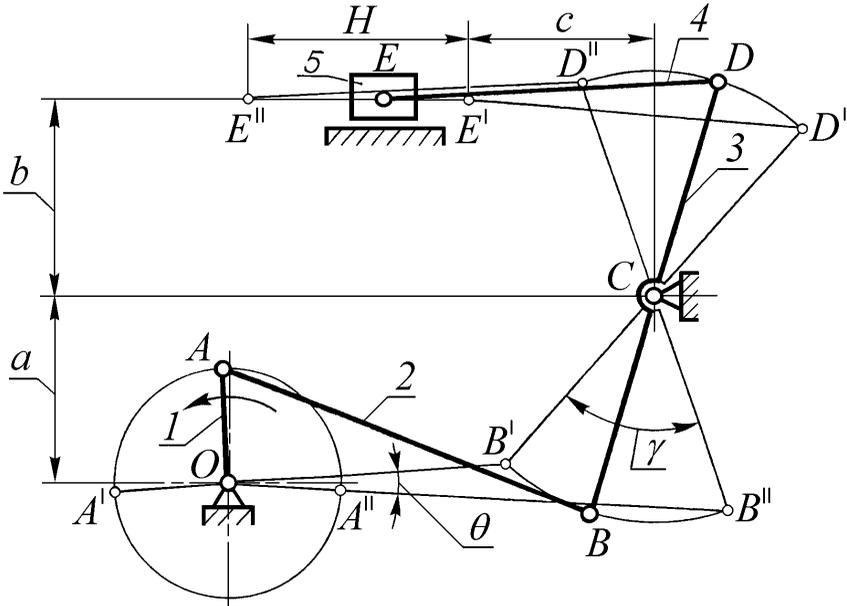


Рис. 1.13. Шестиланковий кривошипно-коромисловий механізм брикетировочного автомата

На другому етапі знайдемо довжини l_{BC} , l_{AB} та l_{OA} , а також положення точки O за заданим значенням коефіцієнта зміни швидкості вихідної ланки K_V .

2. Виконаємо намічений перший етап синтезу.

Метод обернення руху, як відомо, застосовується для зупинки якоїсь із ланок, що дозволяє розглянути в чистому вигляді відносний рух інших ланок (відносно цієї зупиненої ланки).

У нашому випадку за рахунок обернення руху варто зупинити коромисло 3, тому що ні його довжина, ні його розташування на кресленні невідомі.

Зате відомі два крайніх положення повзуна 5 і довжина шатуна 4, що дозволяє за рахунок використання двох відомих відносних положень цих ланок визначити довжину l_{CD} і розташування на кресленні зупиненого коромисла 3 (наприклад, у лівому крайньому положенні).

Для ілюстрації застосування методу обернення руху використаємо верхній фрагмент рис. 1.13. Припускаємо, що всі довжини і взаємне розташування ланок 3, 4 і 5 відомі.

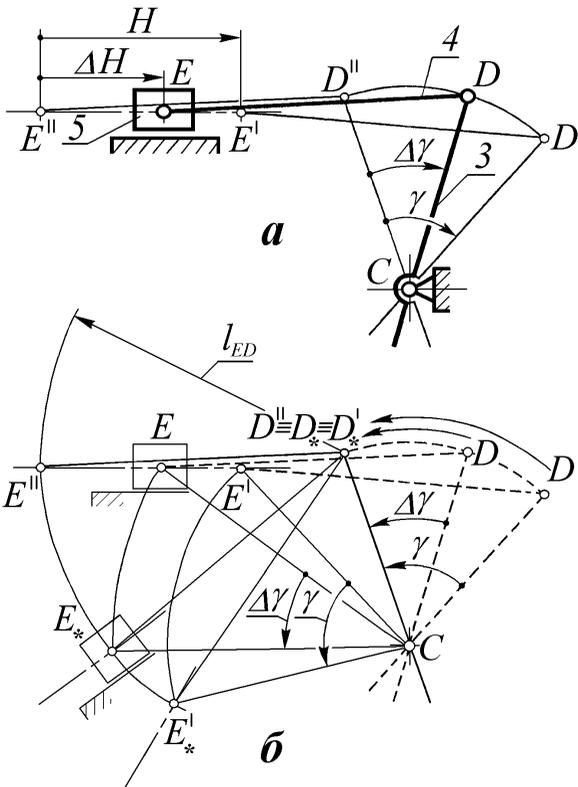


Рис. 1.14. Абсолютний (а) і обернений (б) рух коромисло-повзунної частини механізму

дамо всьому механізму додаткове протилежне обертання з кутовою швидкістю коромисла, тобто проти годинникової стрілки.

Коромисло при цьому буде спостерігатися нерухомим, а інші ланки (шатун, повзун і стояк) будуть повертатися відносно зупиненого коромисла проти годинникової стрілки.

На рис. 1. 14б пунктирними лініями показані абсолютні проміжні і праве крайнє положення механізму, а тонкими лініями ці ж положення в оберненому русі (позначені зірочками). При цьому спостерігаємо обернений поворот точок D та D' коромисла, а також точок E та E' повзуна на ті ж кути $\Delta\gamma$ і γ . Оскільки довжина шатуну не змінюється, то помічаємо, що точки E'' , E_* і E'_* лежать на віддаленні від точки D'' , рівному l_{ED} . Останнім спосте-

На рис. 1. 14а показано три абсолютні положення вибраного кривошипно-коромислового фрагмента механізму: два крайніх, відповідно позначених одним і двома штрихами, а також деяке проміжне положення, накреслене основними лініями.

Розглянемо випадок абсолютного руху механізму з лівого крайнього положення в праве, при якому коромисло 3 повертається за годинниковою стрілкою.

Для обернення руху коромисла (з метою його зупинки в лівому крайньому положенні) мислено на-

реженням надалі варто скористатися.

У вибраному масштабі довжин μ_l на горизонтальній прямій (рис. 1.15) відкладемо послідовно відрізки \bar{H} і \bar{c} . Після цього закоординуємо вертикальним відрізком \bar{b} положення точки C .

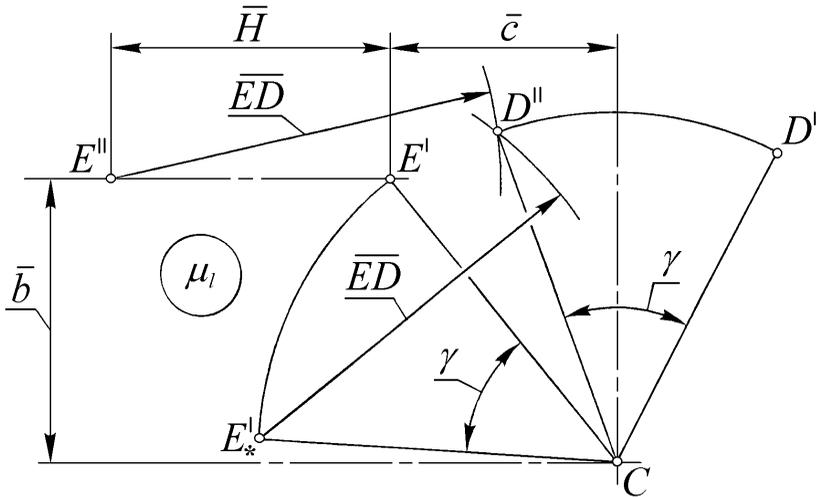


Рис. 1.15. Визначення довжини l_{CD} і розміщення коромисла 3 в крайніх положеннях

Обернувши рух механізму, мислено зупинимо коромисло в крайньому (невідомому) положенні CD^{II} , при цьому точка E^I щодо зупиненого коромисла повернеться в зворотному обертанні коромисла напрямку на заданий кут γ . Обернене положення точки E^I позначено зірочкою (E_*^I).

Тепер можемо закоординувати положення точки D^{II} розчином циркуля $\overline{DE} = l_{DE} / \mu_l$ із точок E^I і E_*^I .

Шукана довжина l_{DC} буде дорівнювати:

$$l_{DC} = \overline{D^{II}C} \cdot \mu_l.$$

Прокреслимо траєкторію точки D і від положення CD^{II} кутом γ закоординуємо положення точки D^I .

На цьому мета першого етапу синтезу досягнута.

Таким же чином, як це робилося при вирішенні задачі 1.1, скористаємося допоміжною окружністю радіуса $\bar{\rho}$ з центром у точці O^* , заординованої на бісектрисі кута γ променем, що йде з точки B^{II} під кутом $(90^\circ - \theta)$ до лінії $B^I B^{II}$.

Радіусом $\bar{\rho} = \overline{O^* B^{II}}$ через точки B^I і B^{II} проведемо дугу допоміжної окружності до перетинання з прямою, що йде на відстані $\bar{a} = a/\mu_1$ від горизонталі, проведеної через точку C . Одержана точка перетинання і буде шуканою точкою O , з якої точки B^I і B^{II} будуть видні під кутом θ .

З'єднаємо прямими лініями точку O з точками B^I і B^{II} .

Тепер можемо точно так само, як це було зроблено при вирішенні задачі 1.1, знайти довжини l_{OA} кривошипа 1 і l_{AB} шатуна 2. Для цього відніmemo графічно з відрізка $\overline{OB^{II}}$ відрізок $\overline{OB^I}$. У результаті одержимо відрізок $2OA$. Проведемо радіусом \overline{OA} із точки O (як із центру) окружність, на якій відшукаємо точки A^I і A^{II} .

Остаточно знайдемо

$$l_{OA} = \overline{OA} \cdot \mu_1,$$

$$l_{AB} = \overline{A^I B^I} \cdot \mu_1.$$

6. Контрольні запитання

1. Сформулюйте задачу метричного синтезу важільних механізмів у загальній постановці.
2. Назвіть приклади геометричних, кінематичних і динамічних умов метричного синтезу важільних механізмів.
3. Які різновиди плоского шарнірного чотириланкового механізму Вам відомі?
4. Доведіть теорему Грасгофа про існування єдиного кривошипа чотириланкового шарнірного механізму.
5. Сформулюйте умови існування двокривошипного і двокоромислового чотириланкового шарнірного механізму.
6. Що таке коефіцієнт зміни швидкості важільного механізму?
7. Виведіть формулу для визначення величини коефіцієнта зміни швидкості на прикладі кривошипно-коромислового механізму.
8. Вирішіть в загальному вигляді задачу метричного синтезу кривошипно-коромислового механізму по заданому коефіцієнту зміни швидкості.
9. Визначіть графічно в загальному вигляді значення мінімального і максимального кутів передачі кривошипно-коромислового механізму за заданою його кінематичною схемою.

10. Визначіть в загальному вигляді довжини кривошипа і шатуна, а також ексцентриситет кривошипно-повзунного механізму за заданими коефіцієнтом зміни швидкості і співвідношенням довжин шатуна і кривошипа.
11. Виконайте в загальному вигляді метричний синтез кривошипно-кулісного механізму за заданими ходом вихідної ланки і коефіцієнтом зміни швидкості.
12. Проілюструйте застосування метода обернення руху на прикладі метричного синтезу важільного механізму.
13. Як визначити масштаб лінійних розмірів ланок при метричному синтезі важільних механізмів?