

УДК 621.01

Харжевський В.О., к.т.н., доц.
Хмельницький національний університет, м. Хмельницький, Україна

СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ ПРЯМОЛІНІЙНО-НАПРЯМНИХ МЕХАНІЗМІВ З ВИКОРИСТАННЯМ П'ЯТИКРАТНИХ ВУЗЛІВ ІНТЕРПОЛЯЦІЇ

Kharzhevskiy V.
Khmelnytskyi National University, Khmelnytskyi, Ukraine (vk@solidworks.net.ua)

SYNTHESIS OF THE STRAIGHT-LINE LINKAGE MECHANISMS USING FIVEFOLD INTERPOLATION NODES

*В роботі розглядається метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів, які побудовані на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням методів кінематичної геометрії п'яти нескінченно близьких положень шатунної площини. Метод передбачає знаходження п'ятикратних вузлів інтерполяції шатунної кривої з прямою лінією – точок Чебишева, що відповідає випадку дотику 4-го порядку прямої лінії до шатунної кривої механізму. Це дозволяє проводити проектування важільних механізмів, шатунні криві яких в деякому околі від знайденого вузла інтерполяції наближаються з високою точністю до прямої лінії. Синтез проводиться за заданими довжинами ланок механізму.
Ключові слова: важільні механізми; прямолінійно-напрямні механізми; синтез; кінематична геометрія; точки Чебишева; п'ятикратні вузли інтерполяції.*

Вступ

При проектуванні сучасних машин, в різних галузях машинобудування часто виникає задача створення напрямних механізмів, в яких деяка точка ланки повинна здійснювати рух за наперед заданою траєкторією. Інше важливе застосування напрямних механізмів – можливість проектування на їх основі циклових механізмів із періодичною зупинкою вихідної ланки. Для розв'язання цих задач можуть використовуватись різні типи механізмів, зокрема кулачкові, але, як відомо [1, 4, 17], використання важільних механізмів в багатьох випадках є більш раціональним, оскільки внаслідок відсутності вищих кінематичних пар, наявності геометричного замикання ланок, вони забезпечують більшу надійність та довговічність, дозволяють забезпечувати більші робочі швидкості машин та значно більшу навантажувальну здатність [1, 4, 12, 17].

Однак проблемою у застосуванні важільних прямолінійно-напрямних механізмів на практиці є досить складна процедура їх синтезу, що є однією з найскладніших задач у теорії механізмів і машин. Одним з напрямків у синтезі таких механізмів є використання теоретичних положень кінематичної геометрії, що розроблені Бурместером, Бейером [2], Ліхтенхельдтом, Геронімусом [3], Черкудіновим [1]. Іншим напрямком синтезу є використання методів наближення за Чебишевим, зокрема в роботах Кіницького [4], Гасманна [12]. Методам синтезу напрямних механізмів та механізмів із зупинкою присвячено ряд наукових досліджень, зокрема, роботи Відосіча, Тесара [15], Саркісяна [14], Іна, Хана [16], МакКарті [13], Уанга [17].

Одним з ефективних методів синтезу прямолінійно-напрямних механізмів є використання п'ятикратних вузлів інтерполяції (точок Чебишева). Відомі методи синтезу [3,15] передбачають вихідні дані у вигляді заданого положення шатунної точки, кута нахилу прямолінійної ділянки, положення деяких шарнірів, однак не вирішеною залишається задача синтезу таких механізмів за заданими довжинами ланок базового механізму. Числова методика знаходження точок Чебишева через рівність нулю других похідних по кривизні шатунної кривої розглядається автором у [11]. Однак через наявні тригонометричні перетворення, неможливо теоретично точно знайти розв'язки для значень кутів повороту кривошипа, кратних $\pi/2$.

Метою роботи є розробка методу синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів, що побудовані на основі шарнірного чотириланкового механізму за умови наявності п'ятикратного вузла інтерполяції, що дозволяє проводити проектування таких механізмів з високою точністю наближення до прямої лінії за заданими довжинами ланок (кривошипа, шатуна та коромисла).

Основна частина

Синтез важільних чотириланкових прямолінійно-напрямних механізмів є актуальною науково-технічною задачею, оскільки такі механізми широко використовуються у сучасному машинобудуванні. Наведемо деякі приклади [2,6-8,12]: механізм в конструкції робочого обладнання гідравлічних екскаваторів (рис. 1, а); механізм для човника ткацького верстата (рис. 1, б), двокоромисловий механізм порталного крана (рис. 1, в); механізми

підвісок; прямолінійно-напрямні механізми для ведення інструменту при обробці деталей на стрічкових конвеєрах; в шахтному обладнанні: механізм секції щитового механізованого кріплення; механізми крокуючих машин; механізми для компенсації помилок положення при автоматичному складанні; в гірському машинобудуванні: механізми секцій кріплення сполучень лави з виїмкової виробки; прямолінійно-напрямні механізми для голок високопродуктивних швейних машин; механізми для перетворення обертового руху в зворотньо-поступальний, наприклад, для приводів насосів та багато інших. Розрахункова схема наведена на рис. 2.

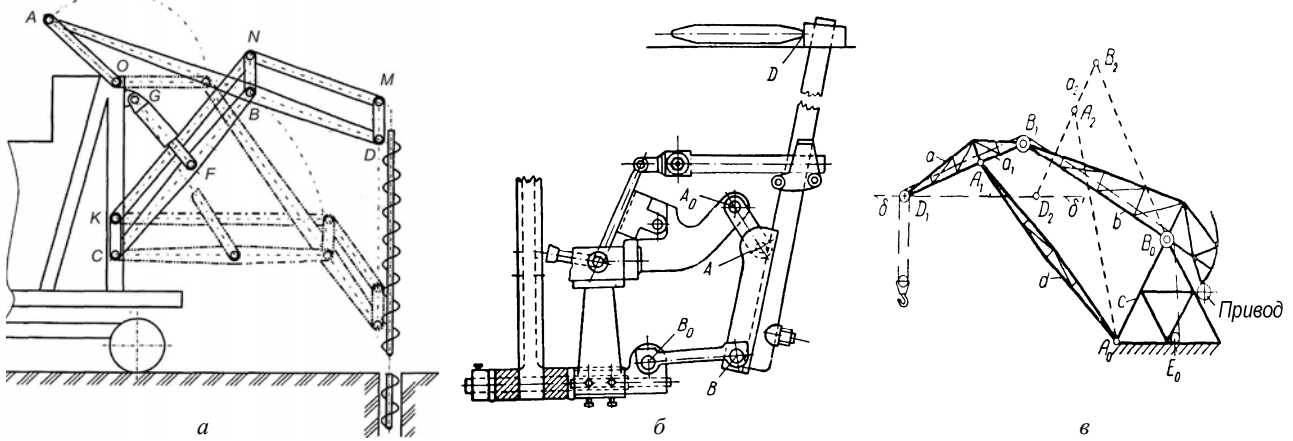


Рис. 1. Приклади використання важільних прямолінійно-напрямних механізмів

а – механізм в конструкції робочого обладнання гідравлічного екскаватора (механізм Чебишева $OABCD$) [8];
 б – механізм для човника ткацького верстата, A_0ABB_0D [2]; в – механізм порталного крана, $A_0A_1B_1B_0D_1$ [12]

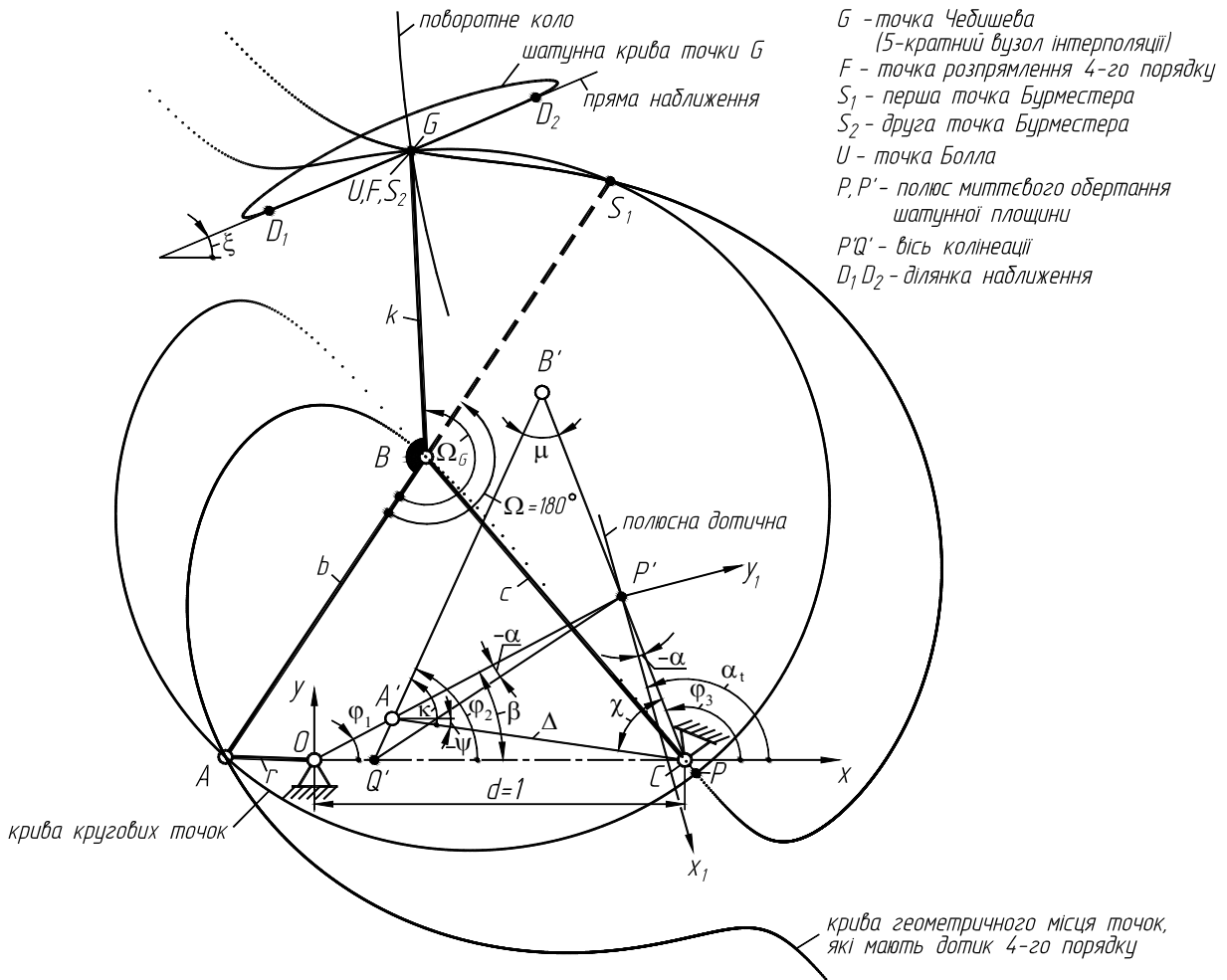


Рис. 2. Розрахункова схема прямолінійно-напрямного шарнірного чотириланкового механізму $OABCG$ (випадок Чебишева – наявність п'ятикратного вузла інтерполяції)

Точки Чебишева визначаються для часткового випадку положення шатунної площини механізму, коли точка Болла збігається з однією з точок Бурместера [3,15]. В кінематичній геометрії це відповідає випадку перетину в одній точці трьох кривих: поворотного кола, кривої кругових точок та кривої геометричного місця точок, які забезпечують дотик не нижче 4-го порядку зі своїми дотичними колами (рис. 2).

Поворотне коло є геометричним місцем точок перегину або розпрямлення шатунних кривих, які вони викреслюють та визначається в кожному положенні шатунної площини, його рівняння в неявному вигляді [1]:

$$\omega^2(x^2 + y^2) - (x_0''x + y_0''y) = 0, \quad (1)$$

де x_0'', y_0'' – проєкції прискорення полюса P миттєвого обертання, ω – кутова швидкість шатунної площини механізму. Рівняння кривої кругових точок (в неявному вигляді), що представляє собою геометричне місце точок шатунної площини, які забезпечують дотик 3-го порядку зі своїми дотичними колами [1]:

$$(x^2 + y^2)(l_1x + l_2y) - l_3y^2 - l_4xy - l_5x^2 = 0, \quad (2)$$

де l_1, \dots, l_5 – коефіцієнти кривої, що визначаються наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \omega x_0''' + 3\omega^2 y_0'' - 3\omega' x_0'', & l_2 &= \omega y_0''' - 3\omega^2 x_0'' - 3\omega' y_0'', \\ l_3 &= -3x_0'' y_0'', & l_4 &= 3 \left[(y_0'')^2 - (x_0'')^2 \right], & l_5 &= 3x_0'' y_0''. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Рівняння кривої (в неявному вигляді), що представляє собою геометричне місце точок, які забезпечують дотик не нижче 4-го порядку зі своїми дотичними колами [1]:

$$\omega^2(x^2 + y^2)(m_3 + m_4x + m_5y) - (x_0''x + y_0''y)(m_1x + m_2y + m_3) = 0. \quad (4)$$

де m_1, \dots, m_5 – коефіцієнти кривої (4):

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= 4\omega y_0''' - 6\omega^2 x_0'' + 6\omega' y_0'', & m_2 &= -4\omega x_0''' - 6\omega^2 y_0'' - 6\omega' x_0'', & m_3 &= 3(x_0''^2 + y_0''^2); \\ m_4 &= x_0'' y_0'' + \Psi x_0'' + m_1; & m_5 &= y_0''^2 + \Psi y_0'' + m_2; & \Psi &= (\omega^4 - 4\omega\omega'' - 3\omega'^2) / \omega^2. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

При проведенні синтезу методами кінематичної геометрії, відповідно до рекомендацій [1], кутова швидкість шатунної площини приймається сталою та рівною одиниці: $\omega = 1$. Тоді $\omega' = \omega'' = 0$. Крім цього, оскільки початок системи координат $x_1 P_1$ розміщено в полюсі миттєвого обертання шатунної площини та вісь x_1 направлена вздовж полюсної дотичної, то $x_0'' = 0$. Тоді система рівнянь для визначення точки Чебишева (п'ятикратного вузла інтерполяції) запишеться наступним чином [1]:

$$\left. \begin{aligned} (x^2 + y^2)(m_3 + m_4x + m_5y) - y_0''y(m_1x + m_2y + m_3) &= 0; \\ (x^2 + y^2)(l_1x + l_2y) - l_4xy &= 0; \\ x^2 + y^2 - y_0''y &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Система (6) є перевизначеною (3 рівняння, 2 невідомих), оскільки 3 кривих в загальному випадку не перетинаються в одній точці, отже в загальному вигляді система (6) є несумісною. Отже, для знаходження розв'язку будемо використовувати аналітично-числові методи, базуючись на наступному положенні кінематичної геометрії: якщо в деякому положенні шатунної площини 3 точки Бурместера лежать на одній прямій, то знайдена 4-та точка Бурместера буде точкою Чебишева [3,15]. Зазначимо також, що рухомі шарніри A та B механізму є також точками Бурместера. Якщо знайдена точка Чебишева буде прийнята за шатунну точку механізму, вона буде описувати шатунну криву, яка на деякій своїй ділянці в околі точки Чебишева буде наближатись до прямої лінії з високою точністю. Алгоритм реалізації обчислень наступний.

1. Задаємось довжиною кривошипа $r = l_{OA}$, шатуна $b = l_{AB}$ та коромисла $c = l_{BC}$. За модуль довжини прийнято відстань між осями нерухомих шарнірів $d = l_{OC} = 1$. Кут φ_1 , що визначає положення кривошипа та відповідно шатунної площини механізму, будемо змінювати в циклі в діапазоні $\varphi_1 = 0 \dots 360^\circ$ з певним кроком. Кінематичне дослідження механізму проводимо відповідно до [5]. Зокрема, визначаємо координати точки A механізму (кінця кривошипа) для різних положень механізму:

$$X_A = r \cos \varphi_1; \quad Y_A = r \sin \varphi_1. \quad (7)$$

2. Обчислюємо кути φ_2 та φ_3 , що визначають положення шатуна b та коромисла c механізму:

$$\varphi_2 = \psi + \kappa; \quad \varphi_3 = \psi - \chi + \mu. \quad (8)$$

де $\psi = \arctg \left[Y_A / (X_A - 1) \right]$; $\chi = \pi - \kappa - \mu$. Додатково визначаємо наступні величини (рис. 2):

$$\kappa = \arccos\left[\frac{(b^2 + \Delta^2 - c^2)}{2b\Delta}\right]; \mu = \arccos\left[\frac{(b^2 + c^2 - \Delta^2)}{2bc}\right]; \Delta = \sqrt{(1 - X_A)^2 + Y_A^2}. \quad (9)$$

3. Обчислюємо координати точки B механізму:

$$X_B = 1 + c \cos \varphi_3; \quad Y_B = c \sin \varphi_3. \quad (10)$$

4. Обчислюємо координати полюса P миттєвого обертання шатунної площини та миттєвого полюса Q відносного руху шатуна b та коромисла c механізму [1]:

$$X_P = \operatorname{tg} \varphi_3 / (\operatorname{tg} \varphi_3 - \operatorname{tg} \varphi_1); \quad Y_P = X_P \operatorname{tg} \varphi_1; \quad X_Q = (X_A Y_B - X_B Y_A) / (Y_B - Y_A); \quad Y_Q = 0. \quad (11)$$

5. Визначаємо прискорення полюса P миттєвого обертання шатунної площини механізму:

$$y_0'' = -\left|l_{OP}(l_{OP} - l_{OA})/l_{OA} \sin(\varphi_3 - \beta)\right|, \quad (12)$$

де кут нахилу осі колінеації $\beta = \operatorname{arctg}\left[Y_P/Y_P - X_Q\right]$, $l_{OP} = X_P/\cos \varphi_1$.

6. Визначаємо коефіцієнти кривої кругових точок (3) [1]:

$$l_1 = \frac{k_1 k_{22} - k_2 k_{12}}{k_{11} k_{22} - k_{12} k_{21}}; \quad l_2 = \frac{k_2 k_{11} - k_1 k_{21}}{k_{11} k_{22} - k_{12} k_{21}}; \quad l_4 = 3(y_0'')^2; \quad l_3 = 0; \quad l_5 = 0. \quad (13)$$

Коефіцієнти, що входять у (13) визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} k_{11} &= x_A(x_A^2 + y_A^2); & k_{12} &= y_A(x_A^2 + y_A^2); & k_1 &= 3y_0'' x_A y_A; \\ k_{21} &= x_B(x_B^2 + y_B^2); & k_{22} &= y_B(x_B^2 + y_B^2); & k_2 &= 3y_0'' x_B y_B, \end{aligned} \quad (14)$$

де координати шарнірів A та B визначаються у повернутій системі координат $x_1 P' y_1$:

$$\begin{aligned} x_A &= (X_P - X_A) \cos \alpha_i + (Y_P - Y_A) \sin \alpha_i, & y_A &= (Y_P - Y_A) \cos \alpha_i + (X_A - X_P) \sin \alpha_i, \\ x_B &= (X_P - X_B) \cos \alpha_i + (Y_P - Y_B) \sin \alpha_i, & y_B &= (Y_P - Y_B) \cos \alpha_i + (X_B - X_P) \sin \alpha_i. \end{aligned} \quad (15)$$

Кут нахилу полюсної дотичної: $\alpha_i = \varphi_1 + \varphi_3 - \beta$.

7. Визначаємо коефіцієнти кривої (4) геометричного місця точок, які забезпечують дотик не нижче 4-го порядку зі своїми дотичними колами, враховуючи, що $\omega = 1$ та $x_0'' = 0$:

$$m_1 = 4l_2; \quad m_2 = 6y_0'' - 4l_1; \quad m_3 = l_4; \quad m_4 = (K_1 + l_1 m_1)/3y_0''; \quad m_5 = (K_3 + l_1 m_2 + l_2 m_1)/3y_0''. \quad (16)$$

Величини, що входять у (16) визначаються наступним чином:

$$K_1 = (K_4 x_A + K_5 y_A - K_2 y_A^2 - K_3 x_A y_A) / x_A^2; \quad K_2 = -l_2 m_2; \quad K_4 = l_4 (l_1 - 3y_0''). \quad (17)$$

$$K_3 = \frac{(x_B^2 y_A^2 - x_A^2 y_B^2) K_2 + (x_A^2 x_B - x_A x_B^2) K_4 + (x_A^2 y_B - x_B^2 y_A) K_5}{x_A x_B (y_B x_A - y_A x_B)}; \quad K_5 = l_2 l_4. \quad (18)$$

8. Для знаходження точок Чебишева (п'ятикратних вузлів інтерполяції) необхідно попередньо знайти в шатунній площині положення точок Бурместера, що визначаються як точки перетину кривих (2) та (4). Для цього будемо використовувати методику, описану автором у [10]. Зокрема, розв'язуючи сумісно рівняння цих кривих, записаних в неявному вигляді, отримуємо поліном четвертого степеня [1]:

$$n_4 x^4 + n_3 x^3 + n_2 x^2 + n_1 x + n_0 = 0, \quad (19)$$

де коефіцієнти полінома: $n_4 = -K_5 l_2$; $n_3 = K_2 l_4 - K_4 l_2 - K_5 l_1$; $n_2 = K_3 l_4 - K_4 l_1 - n_4$; $n_1 = K_1 l_4 - K_4 l_2 - K_5 l_1$; $n_0 = -K_4 l_1$.

Рівняння (19), очевидно, має 4 корені, що визначають точки Бурместера. Як було вже зазначено, два з них збігаються з рухомими шарнірами A та B механізму, тому:

$$x_1 = \operatorname{tg}(\varphi_1 - \varphi_3 - \alpha); \quad x_2 = -\operatorname{tg} \alpha, \quad (20)$$

де α – кут, що визначає напрямку полюсної дотичної. Два інших корені полінома (19) можуть бути використані при проведенні синтезу та визначаються наступним чином [10]:

$$x_{3,4} = \frac{-p \pm \sqrt{p^2 - 4q}}{2}, \quad (21)$$

де коефіцієнти, що входять у (21): $p = n_3/n_4 + x_1 + x_2$; $q = n_2/n_4 - x_1 x_2 + p(x_1 + x_2)$.

Таким чином, координати обох точок Бурместера, що не збігаються з рухомими шарнірами механізму:

$$x_{S_1} = \frac{K_4 + K_5 x_3}{K_1 + K_3 x_3 + K_2 x_3^2}; \quad y_{S_1} = x_{S_1} x_3; \quad x_{S_2} = \frac{K_4 + K_5 x_4}{K_1 + K_3 x_4 + K_2 x_4^2}; \quad y_{S_2} = x_{S_2} x_4. \quad (22)$$

Для того, щоб отримати положення точок Бурместера у базовій системі координат xOy , проведемо зворотнє перетворення системи координат $x_1P_1y_1$ за формулами:

$$\begin{aligned} X_{S_1} &= X_P - x_{S_1} \cos \alpha_t + y_{S_1} \sin \alpha_t, Y_{S_1} = Y_P - y_{S_1} \cos \alpha_t - x_{S_1} \sin \alpha_t; \\ X_{S_2} &= X_P - x_{S_2} \cos \alpha_t + y_{S_2} \sin \alpha_t, Y_{S_2} = Y_P - y_{S_2} \cos \alpha_t - x_{S_2} \sin \alpha_t. \end{aligned} \quad (23)$$

Далі визначаємо кути злomu шатуна Ω , що відповідають знайденим точкам Бурместера (S_1 та S_2):

$$\Omega = \pi - \varphi_2 + \operatorname{arctg} \left[\frac{(Y_{S_{1,2}} - Y_B)}{(X_{S_{1,2}} - X_B)} \right]. \quad (24)$$

Слід зазначити, що для деяких положень шатунної площини точок Бурместера може не виявитись.

9. Визначивши точки Бурместера для всіх положень механізму ($0 \leq \varphi_1 \leq 360^\circ$), будемо графік залежності кута Ω злomu шатуна від кута φ_1 , що визначає положення кривошипа та відповідно шатунної площини, для якого визначались зазначені особливі точки. Графік, показаний на рис. 3, побудований для певних значень довжини кривошипа, шатуна та коромисла ($r=0,24; b=1,0; c=1,1$), причому заштрихована область відповідає положенням шатунної площини, для яких точки Бурместера не існують, значення у прямокутниках відповідають величинам, які необхідно зменшити на 180° .

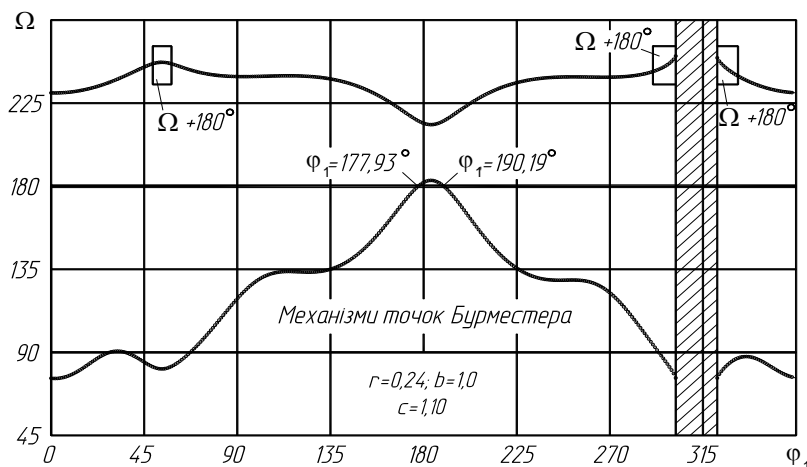


Рис. 3. Кути злomu шатуна механізмів точок Бурместера

10. Визначаємо чисельно значення кутів повороту кривошипа φ_1 , що відповідають точкам Бурместера, для яких кут злomu шатуна $\Omega = 180^\circ$, оскільки, відповідно до теоретичних положень кінематичної геометрії, точки Болла, які визначені для положень шатунної площини, що відповідають цим кутам повороту кривошипа будуть точками Чебишева. Як видно з рис. 3, в даному числовому прикладі для заданих розмірів механізму було знайдено дві точки Чебишева: для положень $\varphi_1 = 177,93^\circ$ та $\varphi_1 = 190,19^\circ$.

11. Оскільки в даних положеннях шатунної площини точки Чебишева будуть збігатись з точками Болла, для проведення розрахунків використовуємо формули для визначення точок Болла [1]:

$$x_G = -Ry_0''', y_G = Rx_0''', \quad (25)$$

де $R = x_0'''y_0''' / \left[(x_0''')^2 + (y_0''')^2 \right]$; $x_0''' = l_1 - 3y_0'''; y_0''' = l_2$.

Як видно з рис. 2, знайдений вузол інтерполяції крім того збігається з точкою розпрямлення 4-го порядку. Дослідження цих особливих точок з метою проведення синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів проводилось автором у [9]. Величини, що входять у (25), необхідно розрахувати відповідно до значень φ_1 , які визначені у п.10. Для цього необхідно зробити відповідні розрахунки за формулами (7)-(15).

Правильність виведених в роботі формул перевірена підстановкою отриманих значень x_G та y_G у (6).

12. Остаточнo, визначаємо положення п'ятикратного вузла інтерполяції G (точки Чебишева) у базовій системі координат xOy . Для цього проведемо перетворення системи координат за наступними формулами:

$$X_G = X_P - x_G \cos \alpha_t + y_G \sin \alpha_t; Y_G = Y_P - y_G \cos \alpha_t - x_G \sin \alpha_t. \quad (26)$$

13. Проектуємо важільний чотириланковий механізм, у якого довжина другого плеча шатуна $k = l_{BG}$ та кут його злomu Ω_G визначає положення шатунної точки, в якості якої буде прийнята знайдена точка Чебишева:

$$k = l_{BG} = \sqrt{(X_G - X_B)^2 + (Y_G - Y_B)^2}; \quad \Omega_G = \pi - \varphi_2 + \arctg[(Y_G - Y_B)/(X_G - X_B)]. \quad (27)$$

14. Кут нахилу прямолінійної ділянки шатунної кривої:

$$\xi = \arctg[(Y_P - Y_G - y_0'' \cos \alpha_i)/(X_P - X_G + y_0'' \sin \alpha_i)]. \quad (28)$$

Оскільки кут ξ , а також всі інші кути, значення яких визначаються через функцію $\arctg(x)$, можуть змінюватись від 0 до 2π , їх величину доцільно розраховувати не звичайною функцією арктангенса, а через $ATAN2(y, x)$, де y, x – відповідно чисельник та знаменник у виразі (28). Ця функція є у більшості сучасних мов програмування. Довжину прямолінійної ділянки синтезованих механізмів можна визначити за допомогою розробленого автором числового методу з використанням безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості [9].

Таким чином, важливим практичним результатом розробленого в роботі методу і відповідно наведеного алгоритму розрахунку є можливість числового визначення геометричних параметрів проєктованих важільних чотириланкових механізмів, що використовуються в різних галузях машинобудування, з метою отримання прямолінійних ділянок шатунних кривих високої точності.

Висновки

Проєктування важільних прямолінійно-напрямних механізмів є важливою практичною задачею. Одним з ефективних методів їх кінематичного синтезу є пошук в шатунній площині та використання в якості шатунних точок п'ятикратних вузлів інтерполяції (точок Чебишева), які дозволяють отримувати значні ділянки наближення порівняно високої точності. Розроблений метод має ряд переваг перед існуючими методами, дозволяє проводити синтез прямолінійно-напрямних механізмів та полягає у визначенні довжини та кута злому другого плеча шатуна за заданими довжинами ланок базового шарнірного чотириланкового механізму (кривошипа, шатуна та коромисла). За наведеним в роботі алгоритмом автором розроблено відповідне програмне забезпечення. Перспективним напрямком продовження досліджень є визначення меж існування синтезованих прямолінійно-напрямних механізмів, що дозволить проводити їх оптимізаційний багатокритеріальний синтез з врахуванням різноманітних вимог конструктора.

Аннотация. В работе рассматривается метод синтеза рычажных прямолинейно-направляющих механизмов, созданных на основе шарнирного четырехзвенного механизма с использованием методов кинематической геометрии пяти бесконечно близких положений шатунной плоскости. Метод предусматривает нахождение пятикратных узлов интерполяции шатунной кривой с прямой линией – точек Чебышева, что соответствует случаю касания 4-го порядка прямой линии к шатунной кривой механизма. Это позволяет проводить проектирование рычажных механизмов, шатунные кривые которых в некоторой окрестности от найденного узла интерполяции приближаются с высокой точностью к прямой линии. Синтез проводится по заданным длинам звеньев механизма.

Ключевые слова: рычажные механизмы; прямолинейно-направляющие механизмы; синтез; кинематическая геометрия; точки Чебышева; пятикратные узлы интерполяции.

Abstract. Purpose. To develop the method of the synthesis of straight-line linkage mechanisms which are based on four-bar linkage, with the goal to find a fivefold interpolation node in the coupler plane. It enables to design such mechanisms with high accuracy of approximation to straight line by given values of crank, coupler and rocker of basic mechanism.

Design/methodology/approach. Method of synthesis of the straight-line linkage mechanisms is based on the theoretical fundamentals of kinematic geometry of the five infinitesimally close positions of the coupler plane. It enables to design path generating linkages which can produce coupler curves with straight lines at the neighbourhood of interpolation node.

Findings. It is found that it is possible to obtain high accuracy of approximation to straight line using Chebyshev's points which are the fivefold interpolation nodes by given values of links, but such points do not exist at every combination of input parameters.

Originality/value. The designed method and obtained results can be used in different fields of machinery where path generation is required, so the solved task has an important practical meaning. On the basis of straight-line linkage mechanisms it is also possible to design dwell linkage mechanisms.

Keywords: linkages; straight-line mechanisms; synthesis; kinematic geometry; Chebyshev's points; fivefold interpolation nodes.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов /И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский., С. А. Черкудинов – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Бейер Р. Кинематический синтез механизмов. Основы теории метрического синтеза механизмов / Р. Бейер. – М.: Машгиз, 1959. – 318 с.
3. Геронимус Я. Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов /Я. Л. Геронимус.–М.: Гос. издательство физ.-мат. литературы, 1962. – 400 с.
4. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена /Я. Т. Киницкий. – К.: Вища школа, 1990. – 232 с.
5. Киницкий Я.Т. Теория механизмов і машин в системі Mathcad: навч. посібник /Я.Т. Киницкий, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. – Хмельницький: ХНУ, 2014. – 295 с.

6. *Основы* создания и эффективной эксплуатации систем жизнеобеспечения очистного оборудования для угольных шахт: моногр. / [С.С. Гребёнкин, В.В. Косарев, С.Е. Топчий, Н.И. Стадник, В.И. Зензеров, В.В. Стеблин, Б.А. Перепелица, В.Н. Поповский]. – Донецк: «ВИК», 2009. – 372 с.
7. *Pat.* 106161 Україна, МПК (2014.01) E21D11/00. Секція кріплення сполучення /Грінь М.Г., Непомнящий О.Л., Сохацький В.О. – №а201308301; заявл. 01.07.2013, опубл. 25.07.2014, Бюл. №14 - 4 с.
8. *Pat.* 28722 Республика Казахстан KZ A4E02F3/627. Рабочее оборудование гидравлического экскаватора /Журсенбаев Б.И., Тлеукунов С., Гебель Е.С.-RU №2152486,2000; заявл.28.08.2013; опубл. 15.07.2014, Бюл. №7 - 4 с.
9. *Харжевський В.О.* Синтез важільних прямолінійно-напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі шарнірного чотириланкового механізму: дис...канд. техн. наук: 05.02.02 / В.О. Харжевський; Хмельницький держ. ун-т. - Хмельницький, 2004. – 262 с.
10. *Харжевський В.О.* Аналітично-числовий синтез кругових напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Бурместера. /В.О. Харжевський, Я.Т. Кіницький //Машинознавство, Львів: Вид-во КІНПАТРІ. – 2005. – С. 61-65.
11. *Харжевський В.О.* Методика визначення особливих точок Чебишева для синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2015. – № 3. – С. 34-41.
12. *Gassmann V.* Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viereckgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
13. *McCarthy, J.*, Geometric Design of Linkages, 2nd edition / McCarthy J., Soh G., Springer-Verlag, New York, 2011–448 p.
14. *Sarkissyan Y.L.* Approximations in Synthesis of Mechanisms /State Engineering University of Armenia Proceedings, series “Mechanics, Machine Science, Machine-building”, Issue 15, #2, 2012, pp. 9-21.
15. *Vidosic J.*, Tesar D. Selection of four-bar mechanisms having required approximate straight-line outputs. Part I. The general case of the Ball-Burmester point /Journal of mechanisms, 2(1), 1967, pp. 23-44.
16. *Yin L.* "A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points" /L. Yin, J. Han, J. Huang, T. Yang //Applied Mechanics and Materials, Vols 215-216, 2012, pp. 138-141.
17. *Wang D.* Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages /Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

References

1. *Artobolevskij I. I.*, Levitskij N. I., Cherkudinov S. A. Sintez ploskih mehanizmov. Moscow: Fizmatgiz, 1959. 1084 p.
2. *Bejer R.* Kinematische sintez mehanizmov. Osnovy teorii metriceskogo sinteza mehanizmov. Moscow: Mashgiz, 1959. 318 p.
3. *Geronimus Ja. L.* Geometriceskij apparat teorii sinteza ploskih mehanizmov. Moscow: Gos. izdatel'stvo fiz.-mat. literatury, 1962. 400 p.
4. *Kinickij Ja.T.* Sharnirnye mehanizmy Chebysheva s vystoem vyhodnogo zvena. Kyiv : Vishha shkola, 1990. 232 p.
5. *Kinytskyi Ya.T.*, Marchenko M.V. Teoriya mekhanizmov i mashyn v systemi Mathcad: navch. Posibnyk. Ya.T. Kinytskyi., Khmelnytskyi: KhNU, 2014. 295 p.
6. *Grebjonkin S.S.*, Kosarev V.V., Topchij S.E., Stadnik N.I., Zenzerov V.I., Steblin V.V., Perepelica B.A., Popovskij V.N. *Osnovy* sozdaniya i jeffektivnoj jekspluatatsii sistem zhizneobespecheniya ochistnogo oborudovaniya dlja ugol'nyh shaht: monogr. Doneck: «VIK», 2009. 372 p.
7. *Pat.* 106161 Ukrayina, MPK (2014.01) E21D11/00. Sektsiya kriplennya spoluchennya. Hrin' M.H., Nepomnyashchyy O.L., Sokhatskyi V.O. No a201308301; zayavl. 01.07.2013, opubl. 25.07.2014, Byul. No 14 - 4 p.
8. *Pat.* 28722 Respublika Kazahstan KZ A4E02F3/627. Rabochee oborudovanie gidravlicheskogo jekskavatora. Zhursenbaev B.I., Tleukenov S., Gebel' E.S.-RU no 2152486,2000; zayavl.28.08.2013; opubl. 15.07.2014, Bjul. No 7 - 4 p.
9. *Kharzhevskiy V.O.* Syntez vazhil'nykh pryamoliniyno-napryamnykh mekhanizmov ta mekhanizmov iz zupynkoyu vykhidnoyi lanky na bazi sharnirnogo chotyrylankovoho mekhanizmu: dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.02. Khmelnytsky derzh. un-t. Khmelnytsky, 2004. 262 p.
10. *Kharzhevskiy V.O.*, Kinytskyi Ya.T. Analitichno-chyslovyy syntez kruhovyykh napryamnykh mekhanizmov na bazi sharnirnogo chotyrylankovoho mekhanizmu z vykorystanniam tochok Burmestera. Mashynoznavstvo, L'viv: Vyd-vo KINPATRI. 2005. P. 61-65.
11. *Kharzhevskiy V.O.* Metodyka vyznachennya osoblyvykh tochok Chebysheva dlya sintezu vazhilnykh pryamoliniyno-napryamnykh mekhanizmov. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnogo universytetu. Technical sciences. Khmelnytsky. 2015. Volume 224. Issue 3. pp. 34-41.
12. *Gassmann V.* Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viereckgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. 102 p.
13. *McCarthy, J.*, Soh G. Geometric Design of Linkages, 2nd edition. Springer-Verlag, New York, 2011–448 p.
14. *Sarkissyan Y.L.* Approximations in Synthesis of Mechanisms. State Engineering University of Armenia Proceedings, series “Mechanics, Machine Science, Machine-building”, Issue 15, no 2, 2012, pp. 9-21.
15. *Vidosic J.*, Tesar D. Selection of four-bar mechanisms having required approximate straight-line outputs. Part I. The general case of the Ball-Burmester point. Journal of mechanisms, 2(1), 1967, pp. 23-44.
16. *Yin L.*, J. Han, J. Huang, T. Yang. "A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points".. Applied Mechanics and Materials, Vols 215-216, 2012, pp. 138-141.
17. *Wang D.*, Wang W. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages. John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

Подана до редакції 15.07.2015