

УДК 621.01

*В'ячеслав Харжевський***МЕЖІ ІСНУВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ ДВОКРИВОШИПНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ДЛЯ ЧОТИРЬОХ НЕСКІНЧЕННО БЛИЗЬКИХ ПОЛОЖЕНЬ ШАТУННОЇ ПЛОЩИНИ***Вячеслав Харжевский***ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ РЫЧАЖНЫХ ДВУХКРИВОШИПНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ДЛЯ ЧЕТЫРЕХ БЕСКОНЕЧНО БЛИЗКИХ ПОЛОЖЕНИЙ ШАТУННОЙ ПЛОСКОСТИ***Viacheslav Kharzhevskiy***THE REGIONS OF EXISTENCE OF DOUBLE-CRANK DWELL LINKAGE MECHANISMS FOR THE FOUR INFINITESIMALLY CLOSE POSITIONS OF THE COUPLER PLANE**

У роботі розглянуто питання кінематичного синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму. Для синтезу базового прямолінійно-напрямого механізму використано теоретичні положення кінематичної геометрії чотирьох нескінченно близьких положень плоскої фігури (шатунної площини). Визначено межі існування механізмів, що дозволяють проводити їх синтез за заданою тривалістю та точністю зупинки вихідної ланки з урахуванням багатьох додаткових вимог, а саме: за положенням шатунної точки, що визначає габаритні розміри механізму, величиною максимального ходу та кутом нахилу напрямної вихідної ланки, а також кутом повороту кривошипа, що відповідає початку зупинки вихідної ланки, що важливо для узгодження роботи механізму з циклограмою роботи машини.

Ключові слова: важільні механізми, синтез, прямолінійно-напрямні механізми, кінематична геометрія, точки Болла.

Рис.: 3. Бібл.: 10.

В работе рассмотрен вопрос кинематического синтеза рычажных механизмов с остановкой выходного звена на основе двухкривошипного шарнирного четырехзвенного механизма. Для синтеза базового прямолинейно-направляющего механизма использованы теоретические положения кинематической геометрии четырех бесконечно близких положений плоской фигуры (шатунной плоскости). Определены области существования механизмов, что позволяет проводить их синтез по заданной продолжительности и точности остановки выходного звена с учётом ряда дополнительных требований, а именно: по положению шатунной точки, что определяет габаритные размеры механизма; по величине максимального хода и углу наклона направляющей выходного звена, а также по углу поворота кривошипа, соответствующего началу остановки выходного звена, что важно для согласования работы механизма с циклограммой работы машины.

Ключевые слова: рычажные механизмы, синтез, прямолинейно-направляющие механизмы, кинематическая геометрия, точки Болла.

Рис.: 3. Библ.: 10.

The article is dedicated to the kinematic synthesis of dwell linkage mechanisms on the basis of double-crank four-bar linkage. The theoretical grounds of the kinematic geometry of the four infinitesimally close positions of the planar figure (coupler plane) are used for the synthesis of the basic straight-line mechanism. The regions of parameters' existence of mechanisms are determined that enables to carry out the synthesis procedure at the given dwell duration and exactitude of the output link taking into account a number of additional requirements such as: by given position of the coupler point that defines overall dimensions of mechanism, by maximum displacement and angle of the guide of the output link, and by the angle of the crank rotation that corresponds to the start of the dwell period, which is important to fit out the mechanism to the cyclogram of the machine.

Key words: linkage mechanisms, synthesis, straight-line mechanisms, kinematic geometry, Ball's point.

Fig.: 3. Bibl.: 10.

Постановка проблеми. Механізми, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки, широко використовуються в різноманітних галузях сучасного машинобудування, оскільки саме під час періодичної зупинки виконавчого органа механізму, як правило, забезпечується виконання певної технологічної операції машини. У літературі є чимало прикладів таких машин [1; 2; 5]. Для реалізації цієї задачі можуть використовуватись різні типи механізмів, зокрема, кулачкові, мальтійські, механізми неповнозубих коліс тощо. Відомо також [1–10], що при певному співвідношенні довжин ланок ця задача може бути розв'язана за допомогою важільних механізмів, які мають переваги перед іншими типами механізмів завдяки відсутності вищих кінематичних пар у їх складі. Важільні механізми, зокрема, дозволяють працювати з більшими робочими швидкостями, мають більшу на-

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

вантажувальну здатність, надійність та довговічність. Проте проблема синтезу таких механізмів є однією з найскладніших у теорії механізмів і машин та повною мірою може бути вирішена лише з використанням сучасних аналітично-числових методів. Причому важливо забезпечити інженера-конструктора довідковими матеріалами у вигляді меж існування таких механізмів, які б дозволили за допомогою діаграм проводити вибір їх геометричних параметрів за заданою тривалістю зупинки з урахуванням багатьох додаткових критеріїв. Таким чином, розроблення методів синтезу таких механізмів та визначення меж їх існування є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із напрямків кінематичного синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки є використання базових напрямних механізмів: прямолінійно-напрямних, у яких деяка точка шатуна викреслює траєкторію, що на деякій ділянці наближається до прямої лінії, та кругових напрямних механізмів, що забезпечують відповідно наближення до дуги кола. У разі приєднання до такого базового механізму додаткової структурної групи отримуємо механізм з періодичною зупинкою вихідної ланки. Проблема синтезу базових напрямних механізмів може бути вирішена за допомогою методів найкращого наближення за П. Л. Чебишовим, які полягають у тому, що шатунна крива та крива наближення (пряма лінія або дуга кола) мають якомога більшу кількість спільних точок (вузлів інтерполяції), причому відхилення на ділянці наближення змінюються рівномірно. В цьому напрямку слід відзначити роботи З. Ш. Блоха, Л. С. Гродзенської, Я. Т. Кіницького [2], Ю. Л. Саркісяна [7], В. Гассманна [5]. Іншим напрямком у синтезі таких механізмів є використання методів кінематичної геометрії, що започатковані Бурместером та знайшли подальший розвиток, зокрема, у роботах Р. Бейера, В. Ліхтенхельдта, Р. Мюллера. Ефективним інструментом синтезу напрямних механізмів є теоретичні положення кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури, що полягають у пошуку в шатунній площині механізмів кратних вузлів інтерполяції – певних особливих точок, що здатні викреслювати криві з ділянками наближення постійної кривизни високої точності. Такими особливими точками є [1; 2; 4]: точки Болла, Бурместера, Чебишова, точки розпрямлення 4-го та 5-го порядків. Існує багато сучасних робіт у цьому напрямку, зокрема, роботи Д. Уанга [10], Л. Іна, Дж. Хана [8; 9], Дж. МакКарті [6]. У цій роботі розглянемо синтез зазначених механізмів з використанням методів кінематичної геометрії чотирьох нескінченно близьких положень шатунної площини. Зокрема, синтез таких механізмів, як кривошипно-коромислових, так і двокривошипних, розглядався в роботі [4].

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми. З практичного погляду важливою задачею у синтезі механізмів є побудова меж існування їх геометричних параметрів, що дозволить інженеру-конструктору досить просто та наочно вибирати такі параметри механізмів, які відповідають певним основним вимогам, з урахуванням багатьох додаткових критеріїв. Незважаючи на те, що синтез механізмів з використанням точок Болла розроблявся у багатьох роботах, зокрема у [4; 8; 9], невирішеним залишається завдання визначення меж існування параметрів двокривошипних прямолінійно-напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки, які мають певні переваги перед аналогічними кривошипно-коромисловими механізмами.

Мета статті. Метою цієї роботи є визначення аналітично-числовим способом меж існування параметрів зазначених механізмів, які забезпечують наближення ділянки шатунної кривої до прямої лінії та синтезовані з використанням точок Болла (випадок чотирьох нескінченно близьких положень шатунної площини). Це дозволить проводити багатокритеріальний синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на їх основі, з урахуванням багатьох додаткових вимог, що важливо стосовно використання цих механізмів на практиці.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 показано структурну схему двокривошипного шестиланкового механізму із зупинкою вихідної ланки. Механізм працює таким чином: при неперервному обертovому русі вхідного кривошипа OA , шатунна точка D механізму викреслює шатунну криву, яка на деякій своїй ділянці DD' наближається до прямої лінії довжиною L . До базового чотириланкового механізму $OABCD$ приєднано додаткову структурну групу 4-5 II класу 5-го виду таким чином, що напрямна цієї групи розміщена паралельно прямолінійній ділянці шатунної кривої. Таким чином, під час проходження точкою D ділянки DD' , вихідна ланка 5 має зупинку, тривалість якої дорівнює часу знаходження точки D на інтервалі наближення DD' . Тривалість зупинки вихідної ланки позначимо як α_Σ – кут повороту кривошипа 1, що відповідає періоду зупинки вихідної ланки 5.

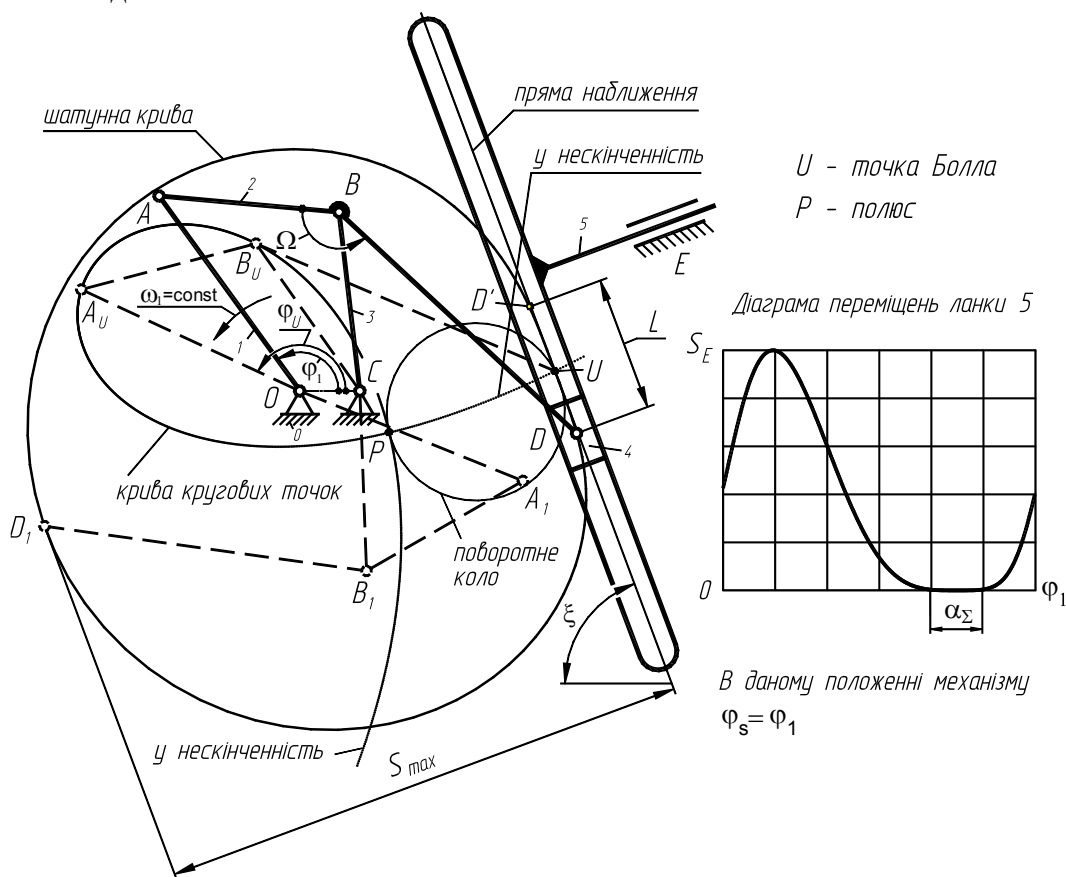


Рис. 1. Двокривошипний важільний механізм із зупинкою вихідної ланки, побудований на основі чотирикратного вузла інтерполяції шатунної площини (точки Болла U)

Як зазначено в роботі [4], використання двокривошипних механізмів як базових має певні переваги, зокрема це дозволяє отримати значно більші величини максимального ходу вихідної ланки S_{\max} , а оскільки величина цього ходу в багатьох випадках задається у процесі проектування, то є можливість отримати механізми значно менших габаритних розмірів порівняно з базовими кривошипно-коромисловими механізмами.

Проте, як зазначалось раніше, основною проблемою у проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки є синтез базового прямолінійно-напрямого механізму. В цій роботі, так само як і в роботі [4], будемо використовувати методи кінематичної геометрії чотирьох нескінченно близьких положень механізмів з використанням точок Болла. Вихідними даними для проектування є довжини ланок базового механізму, а саме: кривошипа $r = l_{OA}$, шатуна $b = l_{AB}$, коромисла $c = l_{BC}$. Всі розміри ланок є відносними, за

модуль довжини прийнято відстань між осями нерухомих шарнірів $d = l_{OC} = 1$. У результаті проведеного синтезу необхідно визначити таку довжину другого плеча шатуна $k = l_{BD}$ та кут його злому Ω , які б дозволили отримати зупинку вихідної ланки 5 наперед заданої тривалості α_Σ .

Точки Болла, відповідно до теоретичних положень кінематичної геометрії [1], визначаються як перетин поворотного кола, що є геометричним місцем перегинів шатунних кривих, з кривою кругових точок, яка визначає вузли інтерполяції 3-го порядку (для чотирьох нескінченно близьких положень шатунної площини). Всі побудови в кінематичній геометрії проводяться для певного положення шатунної площини, що однозначно визначається кутом повороту кривошипа φ_1 . Згідно з [1], рівняння поворотного кола в неявному вигляді записується таким чином (рис. 1):

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

де ω – кутова швидкість обертання шатунної площини ABD ; x_0'', y_0'' – проекції прискорення зміни положення полюса P миттєвого обертання шатунної площини. Рівняння кривої кругових точок у неявному вигляді [1] (див. рис. 1):

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

де коефіцієнти l_1, \dots, l_5 визначаються таким чином:

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

Відповідно до рекомендацій [1], під час проведення синтезу кутову швидкість шатунної площини ABD доцільно прийняти $\omega = \text{const} = 1$, а центр системи координат xOy перенести у полюс P і повернути її таким чином, щоби вісь абсцис була направлена вздовж полюсної дотичної, оскільки в такому випадку $x_0'' = 0$. Тоді прискорення y_0'' буде визначатись як діаметр поворотного кола (1), а похідні 3-го порядку від переміщення полюса миттєвого обертання шатунної площини, як показано в роботі [3], можна розрахувати за такими формулами:

$$x_0''' = \frac{3y_A y_0''^2}{x_A^2 + y_A^2} - \frac{y_A y_0'''}{x_A} - 3y_0''; y_0''' = \frac{3x_A x_B y_B y_0''^2 [y_B - y_A (x_B^2 + y_B^2) / (x_A^2 + y_A^2)]}{(x_A y_B - x_B y_A)(x_B^2 + y_B^2)}, \tag{4}$$

де x_A, y_A, x_B, y_B – координати рухомих шарнірів механізму A і B (рис. 1).

Для заданого положення шатунної площини механізму можна визначити точку Болла як перетин кривих (1) та (2), як показано у [1]:

$$x_U = \frac{-x_0''' y_0'' y_0'''}{(x_0''')^2 + (y_0''')^2}, y_U = \frac{(x_0''')^2 y_0''}{(x_0''')^2 + (y_0''')^2}. \tag{5}$$

Таким чином, використовуючи рівняння (1)–(5), для заданих розмірів ланок механізму r, b, c та кута φ_1 , у шатунній площині можна визначити точку Болла, а на основі отриманого таким чином прямолінійно-напрямого механізму спроектувати механізм із зупинкою вихідної ланки деякої тривалості. Проте для практики важливим є розв'язання оберненої задачі: визначення таких геометричних параметрів механізму,

які б забезпечили наперед задану тривалість α_{Σ} та точність $2E$ зупинки вихідної ланки, причому з урахуванням додаткових критеріїв, які є важливими для інженера-конструктора. Така задача була розв'язана для випадку базового кривошипно-коромислового механізму [3], а в цій роботі покажемо її розв'язок для базового двокривошипного механізму (рис. 2, 3).

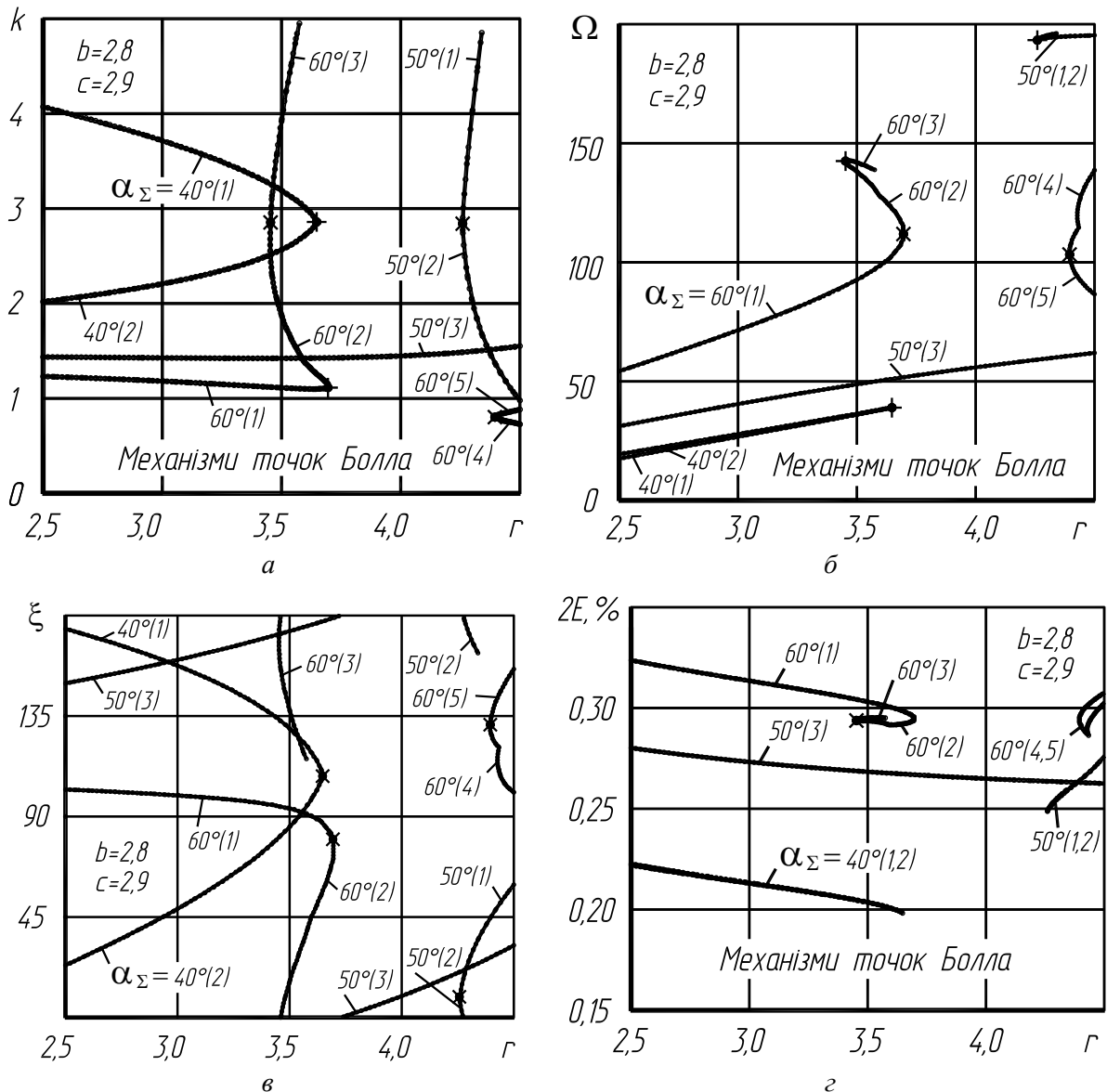


Рис. 2. Довідкові карти для проведення синтезу (межі існування механізмів):
 а – довжина k другого плеча шатуна ABD ; б – кут Ω злomu шатуна ABD ; в – кут ξ нахилу напрямної ланки 4; г – максимальне відхилення $2E$ у фазі зупинки вихідної ланки

Для визначення тривалості зупинки вихідної ланки було використано числовий метод на основі безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки [3]. Використовуючи методи числового аналізу, було визначено такі параметри механізмів, що точно відповідають наперед заданій тривалості зупинки. В результаті проведених досліджень встановлено, що для механізмів, які розглядаються в цій роботі, для розмірів базового механізму, для прикладу, $b = 2,8; c = 2,9$, при зміні довжини кривошипа в межах $r = 2,5, \dots, 4,5$, можливим є отримання зупинок вихідної ланки, що точно кратні $40^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ (рис. 2, 3).

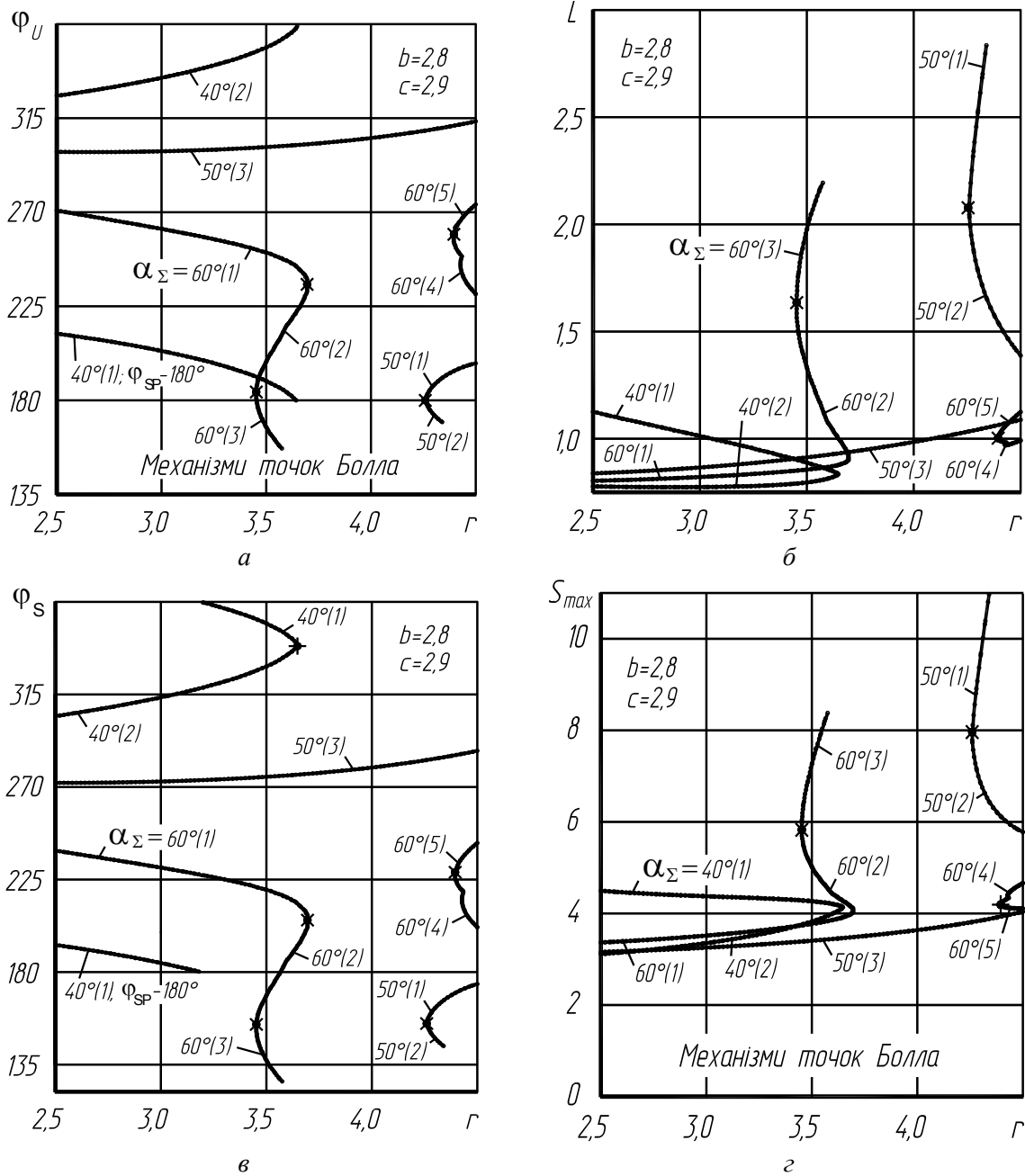


Рис. 3. Довідкові карти для проведення синтезу: а – кут φ_U , що визначає положення шатунної площини, для якого визначена точка Болла; б – довжина ділянки наближення L ; в – кут φ_S , що визначає початок зупинки; г – максимальний хід вихідної ланки S_{max}

У результаті проведених розрахунків була сформована база даних геометричних параметрів механізмів, що може бути використана для їх оптимізаційного синтезу за різними критеріями. Зокрема, крім заданої тривалості зупинки вихідної ланки α_Σ , конструктором може бути додатково враховані габаритні розміри механізму, що визначаються положенням його шатунної точки (параметри k та Ω – рис. 2, а, б), максимальне відхилення $2E$ вихідної ланки у фазі зупинки (рис. 2, г). Відомо, що прямолінійно-напрямні механізми мають у машинобудуванні також самостійне застосування, існує багато прикладів їх практичного впровадження [4; 5]. Для синтезу таких механізмів часто важливим параметром є довжина прямолінійної ділянки L : відповідна діаграма $L = f(r)$ показана на рис. 3, а.

Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки можна проводити також за наперед заданим максимальним ходом вихідної ланки S_{\max} (рис. 3, *г*) та кутом нахилу ξ її на прямої (рис. 2, *в*). Крім того, важливим параметром таких механізмів є кут φ_s повороту кривошипа I , що відповідає початку фази зупинки вихідної ланки 5, оскільки спроектований механізм потрібно узгодити з циклограмою роботи машини (рис. 3, *в*).

Для визначення геометричних параметрів механізмів за заданою тривалістю зупинки можна також скористатись методикою визначення точок Болла, що викладена в роботі [4], але, крім заданих довжин базового механізму r, b, c , при цьому необхідно знати кут повороту кривошипа φ_1 , що відповідає положенню шатунної площини, для якого потрібно шукати точку Болла. Для цього можна скористатись діаграмою $\varphi_U = f(r)$, що показана на рис. 3, *а*.

Слід зазначити, що певній величині тривалості зупинки вихідної ланки можуть відповідати декілька кривих на діаграмах, що зображені на рис. 2, 3: у таких випадках відповідні криві нумеруються цифрами в дужках. Крім того, як видно з рис. 2, 3, по осі абсцис на графіках відкладається довжина кривошипа r , а тій самій величині r можуть відповідати різні механізми, тому криві однакових тривалостей зупинок розбиті точками на ділянки, кожна з яких має свій номер. Це дозволяє однозначно визначити параметри проєктованого механізму на всіх діаграмах.

Висновки і пропозиції. В роботі наведено межі існування параметрів важливих двокривошипних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що синтезовані з використанням точок Болла, які знайдені для випадку чотирьох нескінченно близьких положень шатунної площини. Використовуючи наведені в роботі довідкові карти, можна проводити синтез таких механізмів за заданою тривалістю та точністю зупинки вихідної ланки, довжиною прямолінійної ділянки шатунної кривої, враховуючи додаткові параметри, що є важливим для практичного використання таких механізмів. Роботу планується продовжити в напрямку оптимізаційного синтезу таких механізмів з урахуванням їх основних кінематичних та кінетостатичних характеристик.

Список використаних джерел

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Киницкий Я. Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
3. Харжевский В. А. Метод определения положения шатунных точек для проектирования рычажных прямолинейно направляющих механизмов / В. А. Харжевский // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого (Республика Беларусь). – 2015. – № 4 (63). – С. 7–13.
4. Харжевський В. О. Синтез важливих механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В. О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
5. Gassmann V. Synthese von Geradfürungen mit ebenen Viergelenkgetrieben / V. Gassmann. – Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
6. McCarthy J. Geometric Design of Linkages, 2nd edition / McCarthy J., Soh G. – New York : Springer-Verlag, 2011. – 448 p.
7. Sarkissyan Y. L. Approximations in Synthesis of Mechanisms / Y. L. Sarkissyan // State Engineering University of Armenia Proceedings, series “Mechanics, Machine Science, Machine-building”. – 2012. – Issue 15. – № 2. – Pp. 9–21.
8. 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. – 2012. – Vols. 215–216. – Pp. 138–141.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

9. Yin L. Synthesis research of straight-line mechanisms by analyzing solution regions / L. Yin, J. Han // *Journal of University of Science and Technology, Beijing*. – 2011. – № 33(2). – Pp. 237–243.
10. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / D. Wang, W. Wang. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

References

1. Artobolevskii, I.I., Levitskii, N.I., Cherkudinov, S.A. (1959). *Sintez ploskikh mekhanizmov [Synthesis of planar mechanisms]*. Moscow: Fizmatgiz (in Russian).
2. Kinitiskii, Ia.T. (1990). *Sharnirnye mekhanizmy Chebysheva s vystoem vykhodnogo zvena [Chebyshev's linkages with dwell of the output link]*. Kyiv: Vyshcha shkola (in Russian).
3. Kharzhevskiy, V.A. (2015). Metod opredeleniia polozheniia shatunnykh tochek dlia proektirovaniia rychazhnykh priamolineino napravliaiushchikh mekhanizmov [The method of determining of coupler points' position for the designing of the linkage straight-line mechanisms]. *Vestnik Gomelskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo – Herald of Gomel State Technical University named after P.O. Sukhoi*, no. 4, pp. 7–13 (in Russian).
4. Kharzhevskiy, V.O. (2015). *Sintez vazhilnykh mekhanizmiv iz zupynkoiu vykhidnoi lanky metodamy kinematychnoi heometrii [Synthesis of the linkage mechanisms with dwell of the output links using kinematic geometry methods]*. Khmelnytskyi: RVC KhNU (in Ukrainian).
5. Gassmann, V. (2000). *Synthese von Geradfuehrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben [Synthesis of straight-line mechanisms on the basis of four-bar linkage]*. Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss. (in German).
6. McCarthy, J. & Soh, G. (2011). *Geometric Design of Linkages, 2nd edition*. New York: Springer-Verlag.
7. Sarkissyan, Y.L. (2012). Approximations in Synthesis of Mechanisms. *State Engineering University of Armenia Proceedings, series "Mechanics, Machine Science, Machine-building"*, Issue 15, № 2, pp. 9–21.
8. Yin, L., Han, J., Huang, J., Yang, T. (2012). A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points. *Applied Mechanics and Materials*, vols. 215-216, pp. 138–141.
9. Yin, L. & Han, J. (2011). Synthesis research of straight-line mechanisms by analyzing solution regions. *Journal of University of Science and Technology, Beijing*, 33 (2), pp. 237–243.
10. Wang, D. & Wang W. (2015). *Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages*. John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd.

Харжевський Вячеслав Олександрович – кандидат технічних наук, доцент кафедри машинознавства, Хмельницький національний університет (вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна).

Харжевский Вячеслав Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры машиноведения, Хмельницкий национальный университет (ул. Институтская, 11, г. Хмельницкий, 29016, Украина).

Kharzhevskiy Viacheslav – PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Mechanical Engineering Department, Khmelnytskyi National University (11 Instytutska Str., 29016 Khmelnytskyi, Ukraine).

E-mail: vk@solidworks.net.ua

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4816-2781>