УДК 621.01

В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ
Хмельницький національний університет

ВИКОРИСТАННЯ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ ДЛЯ СИНТЕЗУ ВАЖІЛЬНИХ ДВОКРИВОШИПНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

В роботі розглядається питання синтезу важільних двокривошипних прямолінійно-напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії, зокрема з використанням особливих точок шатунної площини – точок розпрямлення 5-го порядку. Як показано, використання таких механізмів має ряд переваг, зокрема встановлено, що використання точок розпрямлення 5-го порядку для синтезу двокривошипних механізмів дозволяє отримати механізми з триваліішими ділянками наближення порівняно з використанням інших методів синтезу.

Ключові слова: прямолінійно-напрямні механізми, синтез, двокривошипні механізми, кінематична геометрія, точки розпрямлення 5-го порядку.

V.O. KHARZHEVSKYI
Khmelnytskyi National University

THE USAGE OF THE 5TH ORDER STRAIGHTENING POINTS FOR THE SYNTHESIS OF LINKAGE DOUBLE-CRANK MECHANISMS WITH DWELL OF AN OUTPUT LINK

Abstract – The article is dedicated to the synthesis of the straight-line linkage mechanisms on the basis on four-bar linkage. These mechanisms are widely used in different branches of machinery where straight line path generating is required. Besides, those mechanisms can be used as basic mechanisms for the designing of dwell linkages. It is known that linkage mechanisms have a number of advantages in comparison with the other types of mechanisms, for example cam mechanisms. One of the type of the four-bar linkage is double-crank linkage. As shown in the article, methods of the kinematic differential geometry can also be used to design straight-line linkages on their basis. The synthesis of mentioned mechanisms was done by using of the special points on the coupler plane – 5th order straightening points. As shown, the usage of such mechanisms has a number of advantages: in particular it allows synthesizing of the mechanisms with larger dwells of an output link.

Keywords: straight-line mechanisms, synthesis, double-crank mechanisms, kinematic differential geometry, 5th order straightening points.

При проектуванні сучасних машин, в різних галузях машинобудування виникає задача створення циклових механізмів, які б забезпечували періодичну зупинку вихідної ланки підчас неперервного обертового руху вхідної ланки. Тобто задача полягає у проектуванні механізму, вихідна ланка якого здійснювала б періодичну зупинку певної тривалості в одному з крайніх положень або всередині ходу. Приклади відповідних законів руху показано на рис. 1, кінематична схема одного з можливих механізмів – на рис. 2. Очевидно, що для забезпечення таких законів руху можуть використовуватись різні типи механізмів, зокрема кулачкові та мальтійські механізми, механізми неповнозубих коліс тощо. Однак при певному співвідношенні розмірів ланок, ця задача, як відомо, може бути розв'язана за допомогою важільних механізмів, використання яких має ряд важливих переваг завдяки відсутності вищих кінематичних пар та наявності геометричного замикання ланок.

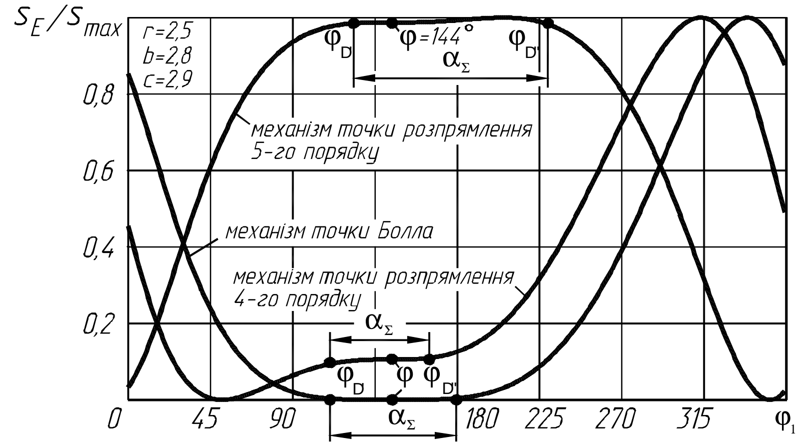

Рис. 1. Приклади законів руху вихідних ланок важільних механізмів, що синтезовані з використанням методів кінематичної геометрії

Відомо [1–3], що важільні механізми характеризуються більшою надійністю, довговічністю, більшою навантажувальною здатністю, а також можливістю забезпечення більших робочих швидкостей, що особливо важливо при проектуванні сучасної техніки, зокрема машин-автоматів.

Проте не дивлячись на наявність значних переваг, більш широке використання таких механізмів на практиці обмежується досить складним їх синтезом. Одним з ефективних методів синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки є використання базових напрямних механізмів, зокрема кругових та прямолінійно-напрямних, шатунні точки яких на певній ділянці кривої наближаються відповідно до дуги кола або прямої лінії: при приєднанні додаткової структурної групи *4-5* до такого базового напрямного механізму, вихідна ланка *5* буде мати наближену зупинку при проходженні шатунною точкою *D* ділянки наближення *L* (рис. 2).

Як відомо [1-3], існує два напрямки у синтезі важільних напрямних механізмів: алгебраїчні методи Чебишева, що базуються на теорії найкращого наближення функцій та методи кінематичної геометрії, започатковані німецькою науковою школою на чолі з Бурместером. Методи Чебишева знайшли подальший розвиток в роботах Блоха, Кініцького [2], Саркісяна, Гассманна [5]. Ідеї Бурместера отримали розвиток у ряді наукових робіт, зокрема, Бєйера, Ліхтенхельдта, Мюллера. Крім того, існує ряд сучасних робіт, присвячених розвитку цього напрямку, зокрема слід відмітити роботи Уанга [8], Іна, Хана [7], МакКарті [6], а також багато інших.

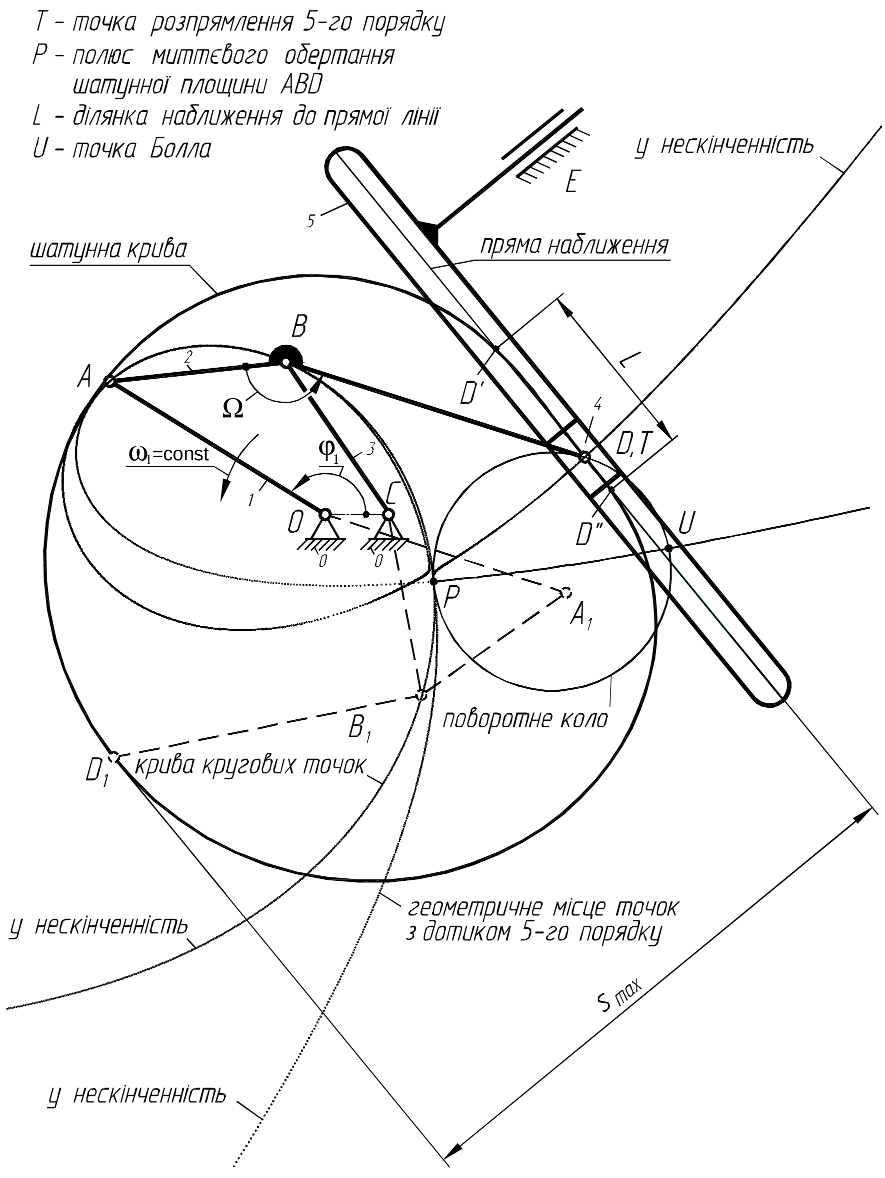

Рис. 2. Важільний двокривошипний механізм із зупинкою вихідної ланки

Основною ідеєю у синтезі напрямних механізмів методами кінематичної геометрії є пошук у шатунній площині механізму кратних вузлів інтерполяції. Якщо прийняти такий вузол інтерполяції як шатунну точку механізму (див. рис. 2), то шатунна крива цієї точки в деякому околі буде мати ділянку приблизно сталої кривизни, що дозволить отримати круговий або прямолінійно-напрямний механізм. Такими кратними вузлами інтерполяції, відповідно до кінематичної геометрії нескінченно близьких положень можуть бути, зокрема, точки Болла, Бурместера, Чебишева, точки розпрямлення 4-го порядку, а також точки розпрямлення 5-го порядку [1, 3, 4].

Як відомо, відповідно до теореми Грасгофа, існує три конфігурації шарнірного чотириланкового механізму: кривошипно-коромисловий, двокривошипний та двокоромисловий [1–3]. В даній роботі розглянемо синтез важільних двокривошипних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку. Зазначені особливі точки шатунної площини були знайдені автором, відповідна теорія синтезу механізмів з використанням таких точок описана в роботі [4]. Причому, точки Болла, точки розпрямлення 4-го порядку та точки розпрямлення 5-го порядку можна знайти в будь-якому положенні механізму. Тоді, з'єднавши точки, знайдені для різних положень, отримаємо відповідні криві: криву Болла, криву точок розпрямлення 4-го порядку та криву точок розпрямлення 5-го порядку, які для випадку базового двокривошипного механізму будуть мати вигляд як показано на рис. 3.

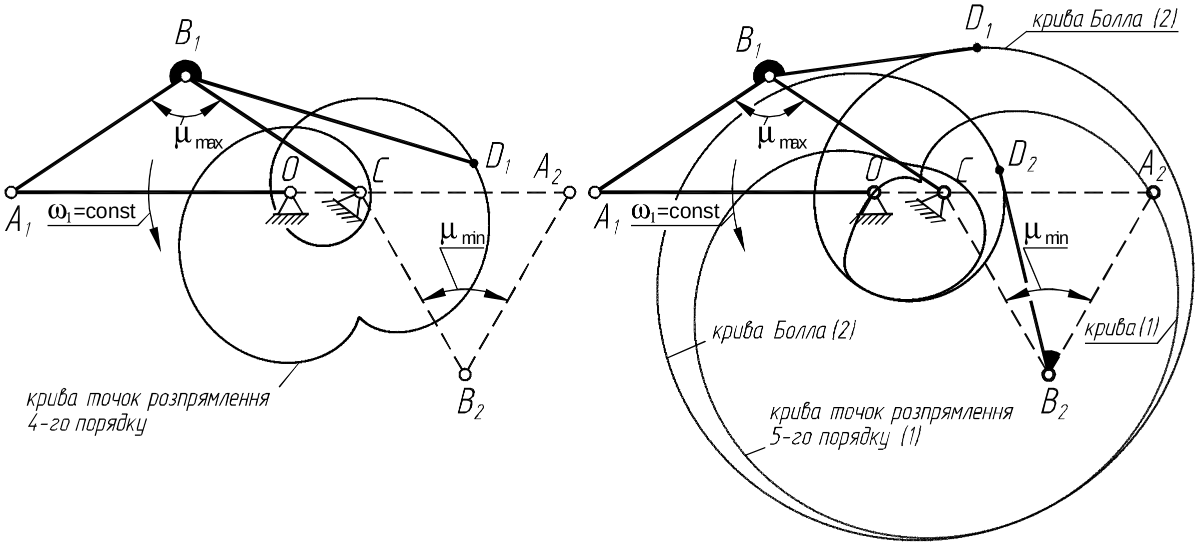

Рис. 3. Геометричне місце особливих точок шатунної площини двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму: крива Болла та криві точок розпрямлення 4-го та 5-го порядків

В роботі [3] зазначено, що використання двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму як базового при проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки має ряд переваг, зокрема дозволяє забезпечити значно більші величини максимального ходу вихідної ланки, а оскільки ця величина в багатьох випадках задається конструктором при проектуванні, використання двокривошипних механізмів, що мають значно більшу величину цього ходу, ніж кривошипно-коромислові, дозволяє проектувати механізми з меншими габаритними розмірами, а значить з меншими масою, силами інерції та реакціями у кінематичних парах.

Крім того, як видно з рис. 3, криві, що визначають положення особливих точок шатунної площини, на відміну від кривошипно-коромислових механізмів, не мають віток, що прямують у нескінченність, що дозволяє для двокривошипних механізмів уникнути отримання неконструктивних (тобто дуже великих) розмірів ланок.

В основі важільного шестиланкового механізму, зображеного на рис. 2, лежить двокривошипний шарнірний чотириланковий механізм *OABC*, його шатунна точка *D* описує деяку криву, форма якої буде залежати від параметрів базового механізму, а саме: довжин ланок кривошипа $r = l_{OA}$, шатуна $b = l_{AB}$, коромисла $c = l_{BC}$, а також від положення точки *D*, що визначається довжиною другого плеча шатуна $k = l_{BD}$ та кутом його злому Ω. При проведенні розрахунків, відповідно до рекомендацій [1], приймаємо відстань між осями нерухомих шарнірів $d = l_{OC}$ сталою і рівною одиниці, оскільки отримати механізми з іншими величинами міжосьової відстані завжди можна за допомогою пропорційної зміни інших розмірів базового механізму. При дослідженні механізмів рух точки будемо представляти у параметричній формі:

$$x_D = x_D(\varphi_1); \; y_D = y_D(\varphi_1), \tag{1}$$

де φ_1 – параметр (узагальнена координата), що в даному випадку є кутом повороту кривошипа (змінюється в межах від 0 до 2π). За шатунні точки приймались точки розпрямлення 5-го порядку, визначені за методикою синтезу, описаною автором у [4]. В результаті проведених розрахунків були визначені геометричні параметри таких механізмів, зокрема положення шатунних точок *D*, які визначаються довжиною *k* другого плеча шатуна та кутом його злому Ω (рис. 4,5).

Точки розпрямлення 5-го порядку, які приймаються за шатунні точки механізму, визначаються для кожного положення як точки перетину поворотного кола з кривою геометричного місця точок, що мають дотик 5-порядку зі своїм колом кривизни. Рівняння поворотного кола в неявному вигляді [1]:

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

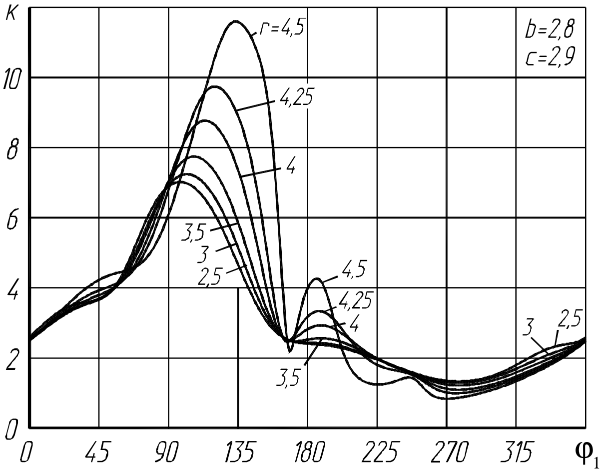

Рис. 4. Діаграма зміни відстані до шатунної точки механізму $(k = l_{BD})$

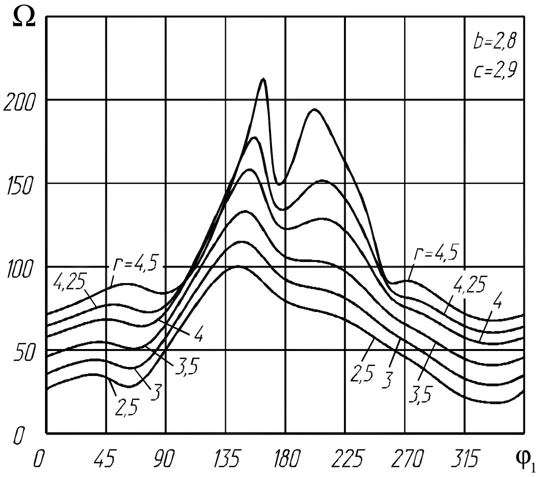

Рис. 5. Діаграма зміни кута злому шатуна *ABD* механізму

де ω – кутова швидкість обертання шатунної площини, яка при проведенні синтезу, відповідно до рекомендацій [1] приймається сталою та рівною одиниці; x_0'', y_0'' – прискорення полюса P миттєвого обертання шатунної площини механізму. Рівняння кривої геометричного місця точок з дотиком 5-го порядку [4]:

$$\begin{aligned}&\omega^3\left(x^2+y^2\right)\left[x_0^V x+y_0^V y-5\left(\omega\dddot{\omega}+2\dot{\omega}\ddot{\omega}-2\dot{\omega}\omega^3\right)\left(x^2+y^2\right)\right]+\\&+\left[5\omega\left[\left(\dddot{\omega}-6\omega^2\dot{\omega}\right)\left(x^2+y^2\right)+\left(y_0^{IV}x-x_0^{IV}y\right)\right]+10\left[n_3\left(x^2+y^2\right)+n_1x-n_2y+n_4\right]\right]\times\\&\times\left[\omega^3\left(x^2+y^2\right)-\omega\left(x_0''x+y_0''y\right)\right]=0,\end{aligned} \tag{3}$$

де коефіцієнти n_1, n_2, n_3 та n_4, що входять у (3) визначаються наступним чином [4]:

$$\begin{aligned}&n_1=\left(\ddot{\omega}-\omega^3\right)y_0''-3\omega\dot{\omega}x_0''+\dot{\omega}y_0'''-\omega^2x_0''';\; n_3=3\omega^3\dot{\omega}^2\left(\ddot{\omega}-\omega^3\right);\\&n_2=\left(\ddot{\omega}-\omega^3\right)x_0''+3\omega\dot{\omega}y_0''+\dot{\omega}x_0'''+\omega^2y_0''';\; n_4=x_0''x_0'''+y_0''y_0'''.\end{aligned} \tag{4}$$

При проведенні синтезу важільних механізмів важливим питанням є визначення екстремальних значень кутів передачі μ_{max} та μ_{min} (див. рис. 3), значення яких, відповідно до рекомендацій [1,2] повинні знаходитись у межах $30^0 \le \mu \le 150^0$. Як відомо [1], у шарнірному чотириланковому механізмі екстремальні значення кутів передачі спостерігаються тоді, коли кривошип *OA* збігається з напрямом стояка $a = l_{OC}$, довжину якого прийнято за одиницю (див. рис. 2). В цьому випадку значення кутів передачі [1]:

$$\cos\mu_{\min}=\frac{b^2+c^2-(1-r)^2}{2bc};\ \cos\mu_{\max}=\frac{b^2+c^2-(1+r)^2}{2bc}. \tag{5}$$

Зазначимо, що в процесі проведення розрахунків перевірялась умова, щоби кути передачі у базових двокривошипних механізмах, що розглядаються в даній роботі, знаходились у допустимих межах.

Важливою задачею при проведенні синтезу важільних напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки є визначення величини ділянки наближення та відповідно тривалості зупинки вихідної ланки. Для цього можна використати числовий метод, розроблений автором та описаний в роботі [3]. Таким чином, в результаті проведених досліджень отримані наступні результати (рис. 6).

Підчас проведення розрахунків, так само, як і в роботі [3], досліджувались лише ті механізми, що забезпечують зупинку вихідної ланки лише в одному з крайніх положень. Механізми, що забезпечують зупинку всередині ходу, будуть розглянуті в іншій роботі. Як зазначено у [3], якщо за допомогою точок Болла можна отримати механізми із зупинкою в крайньому положенні, то за допомогою точок розпрямлення 4-го порядку – лише всередині ходу. В результаті проведених досліджень встановлено, що при проведенні синтезу двокривошипних механізмів за допомогою точок розпрямлення 5-го порядку можна забезпечити як перший, так і другий варіант закону руху вихідної ланки (див. рис. 1). Причому якщо порівняти механізми, синтезовані за допомогою точок Болла з механізмами, отриманими з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, то можна відмітити, що останні забезпечують більшу тривалість зупинки, як показано на рис. 8.

В роботі [3] зазначається, що поряд з перевагами використання двокривошипних механізмів порівняно з кривошипно-коромисловими, існує недолік, який полягає у неможливості забезпечення тривалих зупинок в одному з крайніх положень (зокрема, при проведенні синтезу з використанням точок Болла). Таким чином, як видно з рис. 6, 8, двокривошипні механізми, синтезовані з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, не мають цього недоліку – є можливість забезпечення зупинки вихідної ланки більшої тривалості у діапазоні різних довжин ланок базового двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму.

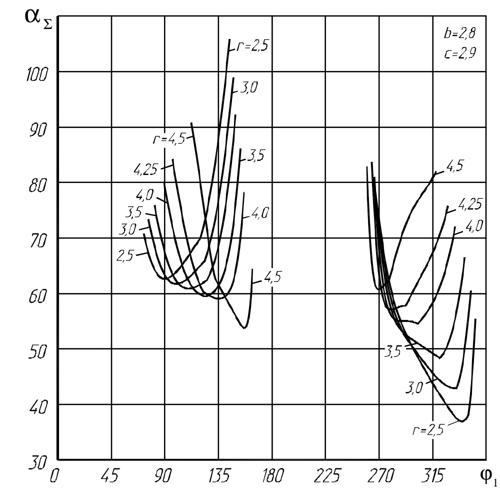

Рис. 6. Діаграма зміни тривалості зупинки вихідної ланки механізму

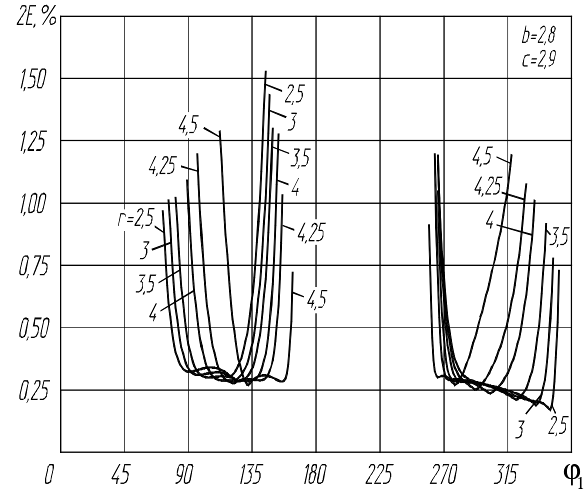

Рис. 7. Діаграма зміни точності наближення до прямої лінії та відповідно зупинки вихідної ланки

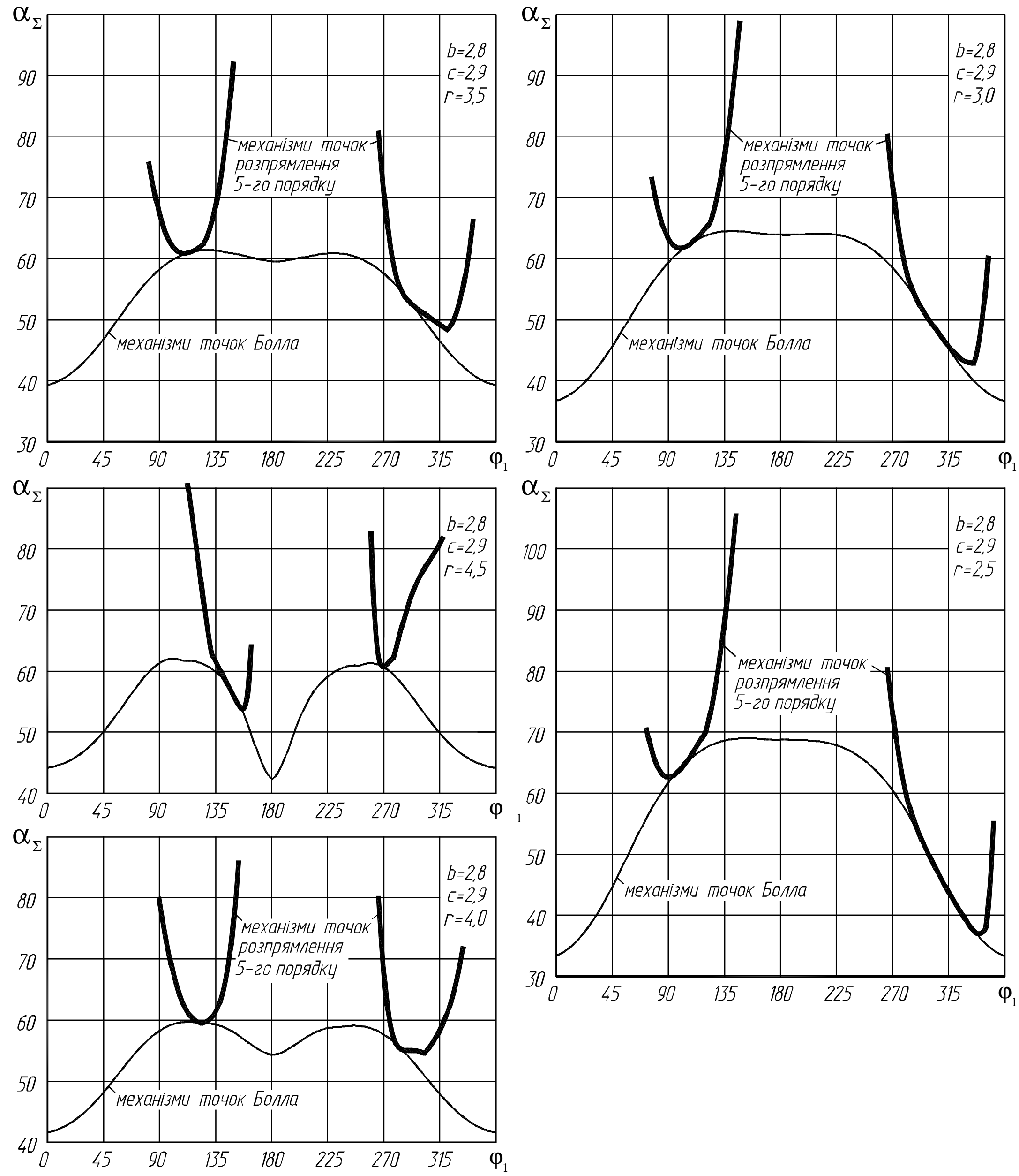

Рис. 8. Порівняння тривалостей зупинок, що забезпечують механізми, побудовані на основі точок Болла та механізми, що синтезовані на базі точок розпрямлення 5-го порядку

На рис. 7 показано діаграму зміни точності наближення ділянки шатунної кривої до прямої лінії та відповідно точності зупинки вихідної ланки у шестиланковому механізмі. Очевидно, що зі збільшенням тривалості зупинки, величина відхилення від прямої лінії також збільшується, але є достатньою для практичного використання (діаграма переміщень, де відхилення є одним із найбільших, показана на рис. 1).

На рис. 9 показані діаграми максимального ходу вихідної ланки для шестиланкових механізмів, що побудовані на базі двокривошипних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, для порівняння наведені також аналогічні діаграми для механізмів, синтезованих з використанням точок Болла (дослідження яких проводилось автором в роботі [3]). З наведених діаграм видно, що використання точок розпрямлення 5-го порядку дозволяє також отримати значні величини максимального ходу, що дозволяє при заданій його величині отримати механізми невеликих габаритів.

Таким чином, в результаті проведених досліджень встановлено, що точки розпрямлення 5-го порядку можуть успішно використовуватись для проведення синтезу важільних механізмів на базі двокривошипних механізмів, при цьому, на відміну від точок розпрямлення 4-го порядку, забезпечувати зупинку в одному з крайніх положень механізму, а на відміну від точок Болла – більші величини тривалостей зупинок.

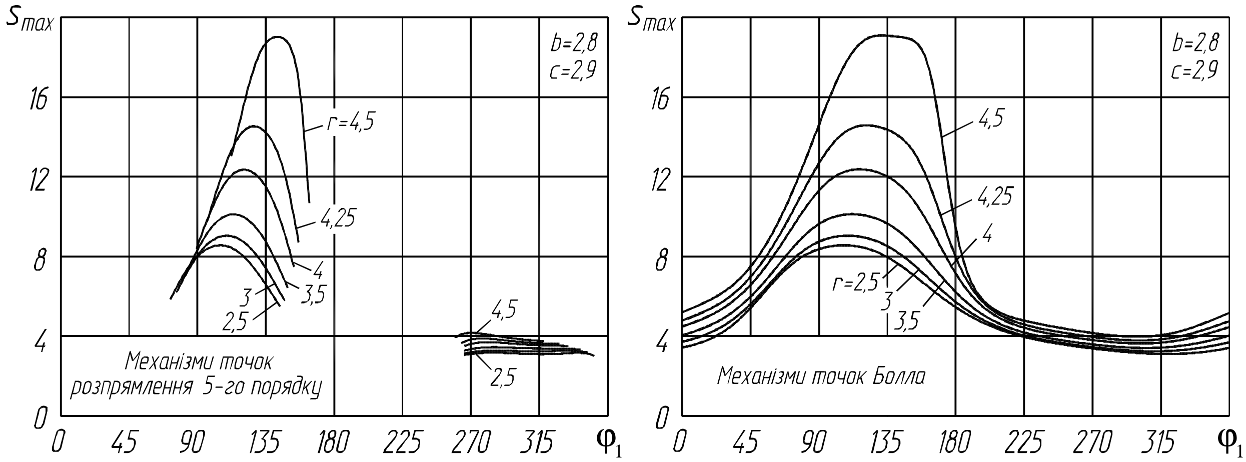

Рис. 9. Діаграми зміни максимального ходу вихідної ланки механізмів, побудованих на базі точок розпрямлення 5-го порядку та точок Болла

Дослідження планується продовжити в напрямку визначення основних кінематичних та кінетостатичних характеристик таких механізмів, а також меж їх існування з метою проведення оптимізаційного синтезу за різними критеріями.

Література

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. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.

4. Харжевський В.О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2015. – № 5. – С. 62–67.

5. Gassmann V. Synthese von Geradführungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.

6. McCarthy, J., Geometric Design of Linkages, 2nd edition / McCarthy J., Soh G., Springer-Verlag, New York, 2011. – 448 p.

7. 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.

8. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / Wang D.,Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

Рецензія/Peer review : 18.1.2016 р. Надрукована/Printed : 10.2.2016 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Кіницький Я.Т.