

УДК 621.01

В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ
Хмельницький національний університет**ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ SOLIDWORKS MOTION ДЛЯ ПЕРЕВІРКИ
РЕЗУЛЬТАТІВ АНАЛІТИЧНО-ЧИСЛОВОГО СИНТЕЗУ ВАЖІЛЬНИХ
МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**

В статті розглядається питання проектування важільних механізмів із періодичною зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі базового прямолінійно-напрямого шарнірного чотириланкового механізму з приєднаною групою II класу 5-го виду. Для синтезу таких механізмів можуть використовуватись методи кінематичної геометрії, зокрема такі особливі точки шатунної площини, як точки розпрямлення 5-го порядку та точки Чебишева 5-го порядку. Автором раніше розроблені аналітично-числові методи синтезу таких механізмів, а в даній роботі проведено їх дослідження за допомогою системи інженерного аналізу SOLIDWORKS Motion з метою підтвердження правильності розроблених методів та працездатності спроектованих механізмів. Наведено результати їх кінематичного дослідження у вигляді таблиць та діаграм.

Ключові слова: важільні механізми, механізми із зупинкою, SOLIDWORKS Motion, кінематичне дослідження, точки розпрямлення 5-го порядку, точки Чебишева 5-го порядку.

V.O. KHARZHEVSKIY
Khmelnytskyi National University**THE USAGE OF SOLIDWORKS MOTION FOR VERIFICATION OF THE RESULTS OF ANALYTICAL AND
NUMERICAL SYNTHESIS OF DWELL LINKAGE MECHANISMS**

The paper is dedicated to the designing of the dwell linkage mechanisms using the basic straight-line four-bar linkage with the additional structural group of the II class 5th type. For the synthesis of such mechanisms the methods of kinematic geometry can be used: in particular, such special points of the coupler plane as 5th order straightening points and 5th order Chebyshev's points. The analytical and numerical methods of synthesis of such mechanisms were developed by the author earlier, and in this article the verification of the results were carried out using SOLIDWORKS Motion with the goal to validate the developed methods and functionality of the designed mechanisms. The results of the kinematic analysis of mentioned mechanisms in the form of tables and diagrams are given.

Keywords: linkage mechanisms, dwell mechanisms, SOLIDWORKS Motion, kinematic analysis, 5th order straightening points, 5th order Chebyshev's points.

Проблема створення механізмів, що забезпечують рух вихідної ланки із періодичною зупинкою заданої тривалості та точності є досить актуальною в сучасному машинобудуванні, як вітчизняному, так і у зарубіжному, оскільки такі механізми широко використовуються при проектуванні сучасних машин, особливо машин-автоматів. Для цього, як відомо, можуть використовуватись різні типи механізмів, однак використання для цього саме важільних механізмів має ряд суттєвих переваг, зокрема завдяки наявності лише нижчих кінематичних пар такі механізми забезпечують більшу надійність, довговічність, забезпечують більшу навантажувальну здатність та більші робочі швидкості машин [1, 3, 5, 8].

Поряд з алгебраїчними методами синтезу таких механізмів шляхом використання теорії найкращого наближення функцій, що знайшли розвиток у роботах Чебишева, Блоха, Кіницького [3], Гассманна [8], перспективним напрямком у синтезі таких механізмів є використання методів кінематичної геометрії, що полягають у пошуку певних особливих точок у шатунній площині: використання їх як шатунних дозволяє отримати ділянку шатунної кривої наближено сталої кривизни, що можна використати у проектуванні кругових та прямолінійно-напрямених механізмів, а на їх основі – механізмів із зупинкою вихідної ланки. Фундаментальні роботи з синтезу механізмів методами кінематичної геометрії належать Бурместеру, Бейеру, Ліхтенхельдту [4], Геронімусу [2], Черкудінову [1]. Огляд сучасних методів синтезу таких механізмів наведено у роботах Іна [9], Уанга [10].

Як було показано автором у роботі [6], для проектування важільних прямолінійно-напрямених механізмів можна використати також знайдені точки розпрямлення 5-го порядку, що визначаються в загальному вигляді як перетин поворотного кола з кривою геометричного місця точок, які мають дотик 5-го порядку зі своїми дотичними колами. В роботі [6] описано розроблений метод синтезу таких механізмів. Крім того, в роботах Ліхтенхельдта [4] та Геронімуса [2] описано так званий випадок Чебишева 5-го порядку, для якого можна визначити особливу точку, що може бути визначена для 6-ти нескінченно близьких положень шатунної площини. Використання такої точки, що названа точкою Чебишева 5-го порядку [2], дозволяє отримати теоретично найкращу точність наближення до прямої лінії серед всіх існуючих методів кінематичної геометрії, оскільки в даному 6-кратному вузлі інтерполяції збігаються не тільки задана та замінена функції (шатунна крива та пряма лінія), але й п'ять їх перших похідних, що є максимально можливим варіантом наближення для шатунної кривої шарнірного чотириланкового механізму. Довгий час розв'язок цієї задачі був відомий тільки для часткового випадку симетричної форми шатунної кривої [1], проте, в результаті досліджень, проведених автором, були чисельно визначені

параметри таких механізмів в загальному випадку – з несиметричною формою шатунної кривої. Відповідна методика та результати наведені у роботі [7].

Метою даної роботи є перевірка правильності результатів та працездатності механізмів, отриманих з використанням розроблених автором аналітично-числових методів синтезу, використовуючи систему інженерного аналізу SOLIDWORKS Motion.

На рис. 1 зображено важільний шестиланковий механізм, що забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки. Механізм працює наступним чином: якщо на шатуні AB базового шарнірного чотириланкового механізму $OABC$ вибрати деяку шатунну точку D , яка в даному положенні механізму буде збігатись з точкою розпрямлення 5-го порядку, або з точкою Чебишева 5-го порядку, то вона буде викреслювати шатунну криву, яка на деякій своїй ділянці $D'D''$ буде наближатись до прямої лінії. Якщо приєднати до базового прямолінійно-напрямого механізму $OABCD$ додаткову структурну групу 4-5 3-го, або 5-го виду, то вихідна ланка такого механізму буде мати зупинку, тривалість якої визначається тривалістю перебування шатунної точки D на ділянці наближення шатунної кривої. Величина цієї зупинки буде визначатись кутом α_Σ , що відповідає куту повороту кривошипа 1 підчас зупинки вихідної ланки 5 механізму (рис. 1).

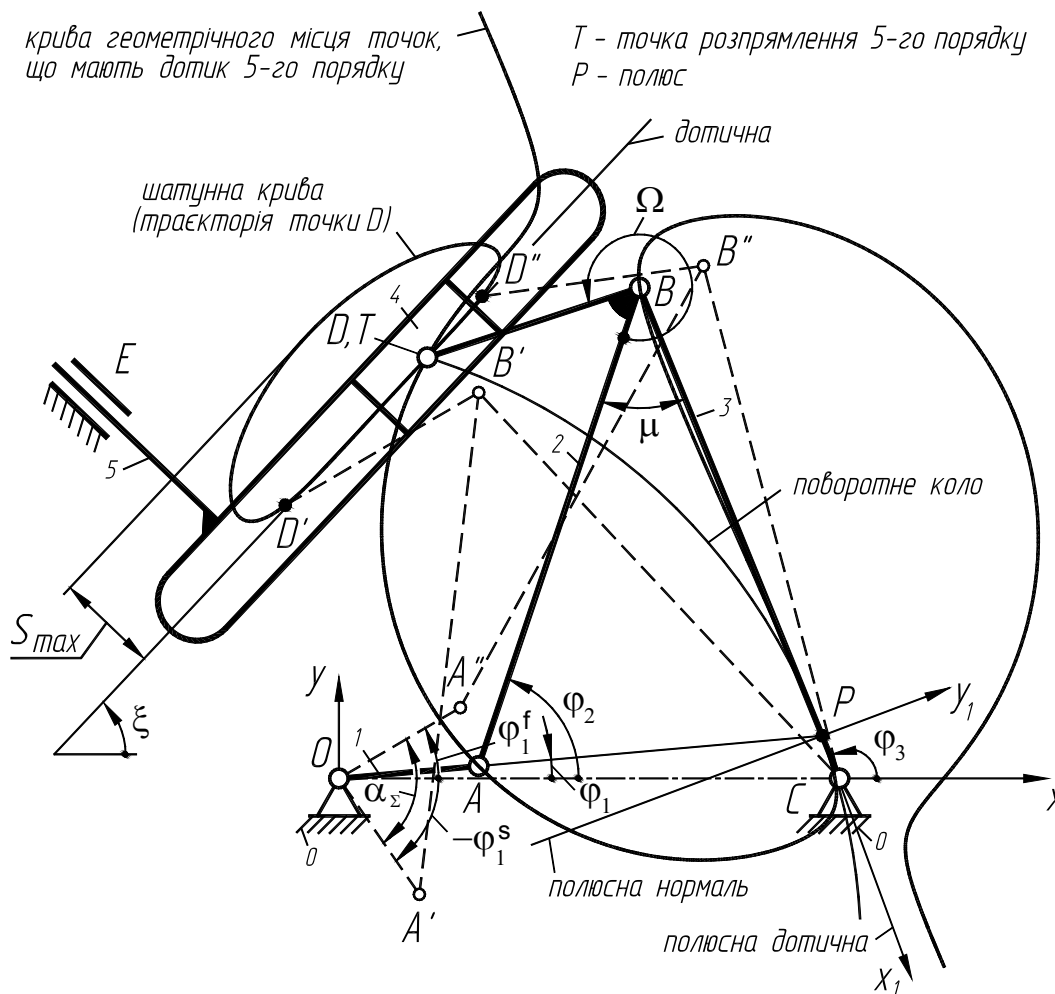


Рис. 1. Важільний шестиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки (на основі точки розпрямлення 5-го порядку) [6]

Методика синтезу таких механізмів, з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, наведена автором у роботі [6]. В даній роботі проведемо перевірку правильності розроблених методів та отриманих результатів, а також працездатність синтезованих механізмів, що можна зробити за допомогою їх моделювання роботи у системі SOLIDWORKS 2015. Для проведення кінематичного дослідження механізмів будемо використовувати підсистему SOLIDWORKS Motion 2015.

Для цього була створена комп'ютерна модель шестиланкового важільного механізму (рис. 2), який складається з базового несиметричного прямолінійно-напрямого шарнірного чотириланкового механізму та приєднаної групи II класу 5-го виду, та забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки.

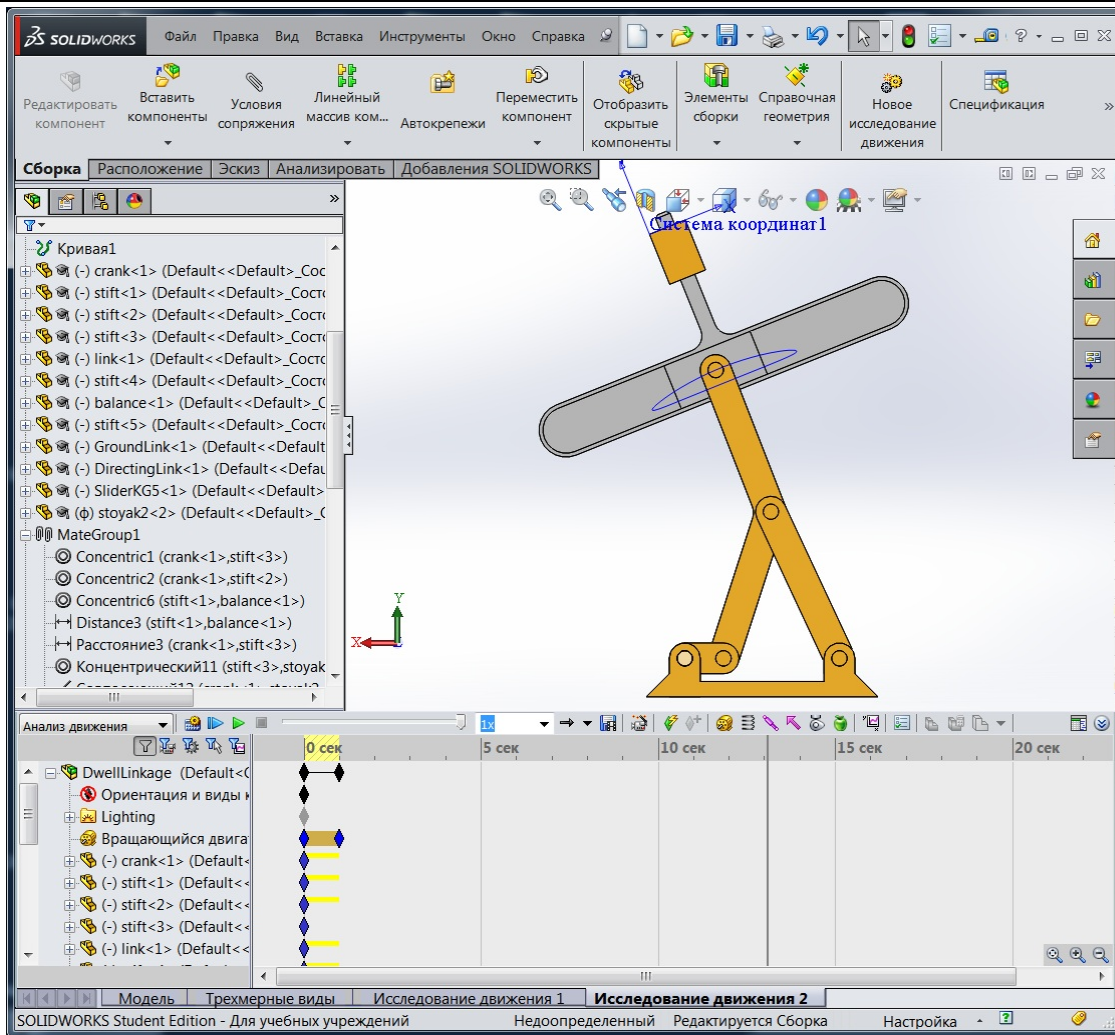


Рис. 2. Комп'ютерна модель важільного механізму із зупинкою вихідної ланки (синтезований на основі точки розпрямлення 5-го порядку)

Розглянемо приклад розрахунку важільного механізму, синтезованого на основі точки розпрямлення 5-го порядку, що забезпечує зупинку вихідної ланки та має розміри ланок та параметри, наведені у табл. 1 (значення отримані з використанням методу, наведеного у [6]). Прийнято наступні позначення: $r = l_{OA}$, $b = l_{AB}$, $c = l_{BC}$. Всі розміри є відносними, за модуль довжини прийнято відстань між осями нерухомих шарнірів $l_{OC} = 1$. Довжина другого плеча шатуна $k = l_{BD}$ та кут його злomu Ω визначаються положенням шатунної точки D механізму відповідно до координат знайденої точки розпрямлення 5-го порядку. Ці та інші параметри механізмів, зокрема величину максимального ходу вихідної ланки S_{\max} точність наближення E , можна визначити за методикою, наведеною у [5]. Особлива точка визначалась у положенні шатунної площини, що задається кутом повороту кривошипа φ_{SP} . Величина інтервалу наближення визначалась за допомогою розробленого автором числового методу з використанням безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки [5]. Відповідно до проведених розрахунків визначався початок інтервалу наближення, що відповідає куту повороту кривошипа $\varphi_{\text{поч}}$, а також довжина прямолінійної ділянки шатунної кривої L (в дужках вказано процент прямолінійної ділянки відносно довжини шатунної кривої).

Таблиця 1

Параметри механізму, побудованого на базі точки розпрямлення 5-го порядку

Параметр	Значення	Параметр	Значення
Довжина кривошипа r	0,25	φ_{SP} , град.	180
Довжина шатуна b	1	$\varphi_{\text{поч}}$, град.	129.6
Довжина коромисла c	1.05	S_{\max}	0.0993091261
Друге плече шатуна k	0.986280169553596	α_{Σ} , град.	132.4
Кут ξ , град.	21.9428739355862	Довжина L	0.79211 (38.67%)
Кут Ω , град.	219.085550605109	Відхилення E	1.23E-02

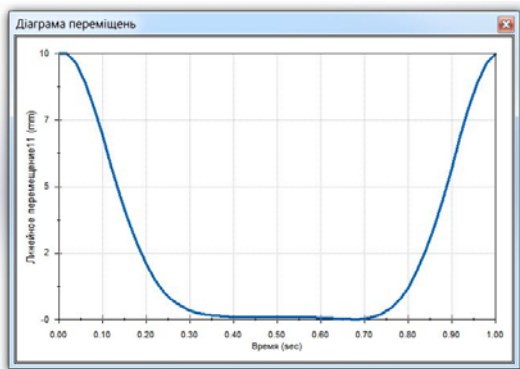
Комп'ютерна модель була створена повністю параметричною, з можливістю отримання всіх вхідних даних для проведення розрахунків за допомогою розробленого автором програмного забезпечення, яке призначене для проведення синтезу та аналізу таких механізмів. На рис. 3 показано приклад вікна настроювання параметрів комп'ютерної моделі у системі SOLIDWORKS 2015.

Уравнения, глобальные переменные и размеры

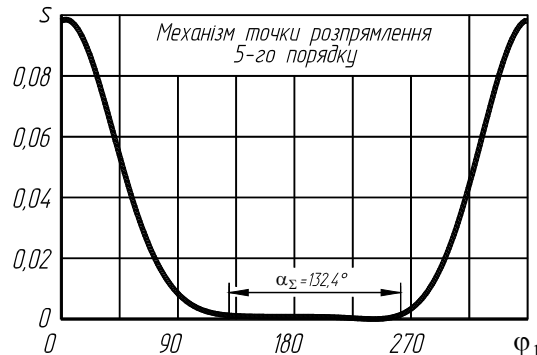
Имя	Значение / Уравнение	Равняется
Глобальные переменные		
"Кривошип r"	= 25	25
"Шатун b"	= 88.937486	88.9375
"Коромисло c"	= 140.239376	140.239
"Друге плече шатуна k"	= 37.583399	37.5834
"Кут злому шатуна OMEGA"	= 180	180
"Кут нахилу прямолінійної ділянки KSI"	= 39.566636529604	39.5666
<i>Добавить глобальную переменную</i>		
Элементы		
<i>Добавить погашение элемента</i>		
Уравнения - Верхний уровень		
"D1@Угол1"	= "Кут нахилу прямолінійної ділянки KSI" + 90	129.56663653гр
<i>Добавить уравнение</i>		
Уравнения - Компоненты		
"D8@Sketch1@crank<1>.Part"	= "Кривошип r"	25мм
"D8@Sketch1@balance<1>.Part"	= "Коромисло c"	140.24мм
"D11@Sketch1@link<1>.Part"	= "Шатун b"	88.94мм
"D12@Sketch1@link<1>.Part"	= "Друге плече шатуна k"	37.58мм
"D9@Sketch1@link<1>.Part"	= "Кут злому шатуна OMEGA"	180градусов
"D5@Sketch1@link<1>.Part"	= 360 - "Кут злому шатуна OMEGA"	180градусов
<i>Добавить уравнение</i>		

Рис. 3. Вікно параметрів комп'ютерної моделі механізму у SOLIDWORKS

Для механізму, побудованого за цими геометричними параметрами та зображеного на рис. 2, у системі SOLIDWORKS Motions побудована діаграма переміщень його вихідної ланки (рис. 4, а). Для порівняння, на рис. 4, б наведена така ж діаграму, але побудовану за даними, отриманими за допомогою розробленого програмного забезпечення з використанням методів, описаних у [5, 6].



а)



б)

Рис. 4. Діаграма переміщень вихідної ланки, отримана у системі SOLIDWORKS Motion (а) та з використанням розробленого програмного забезпечення (б)

Як видно з рис. 4, достовірність розробленого методу синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки за допомогою точок розпрямлення 5-го порядку підтверджується результатами, отриманими за допомогою інженерного програмного забезпечення SOLIDWORKS Motion. Слід відзначити, що для зручності модуль довжини ланок механізму $l_{OC} = 1$ відповідає у моделі SOLIDWORKS величині 100 мм – таким чином значення ординат графіків відрізняються на два порядки. На рис. 5, а, б наведено результати кінематичного дослідження зазначеного механізму, – а саме: діаграма швидкостей та прискорень. Для порівняння, на рис. 5, в, г наведено також відповідні діаграми, але отримані вже за допомогою розробленого програмного забезпечення.

Оскільки розрахунок у системі SOLIDWORKS Motion та у розробленому програмному забезпеченні проводиться з використанням різних методів (відповідно числовий та аналітично-числовий), отже доцільно провести порівняння не тільки загального вигляду діаграм, але й числових даних з метою перевірки правильності проведених розрахунків. В табл. 2 показано отримані результати: в першій графі наведено миттєвий час, що визначає положення механізму (період руху $T=1$), в другій – кут повороту кривошипа ϕ_1 , в третій та четвертій – переміщення вихідної ланки, отримані з використанням відповідно системи SOLIDWORKS Motion та розробленого програмного забезпечення.

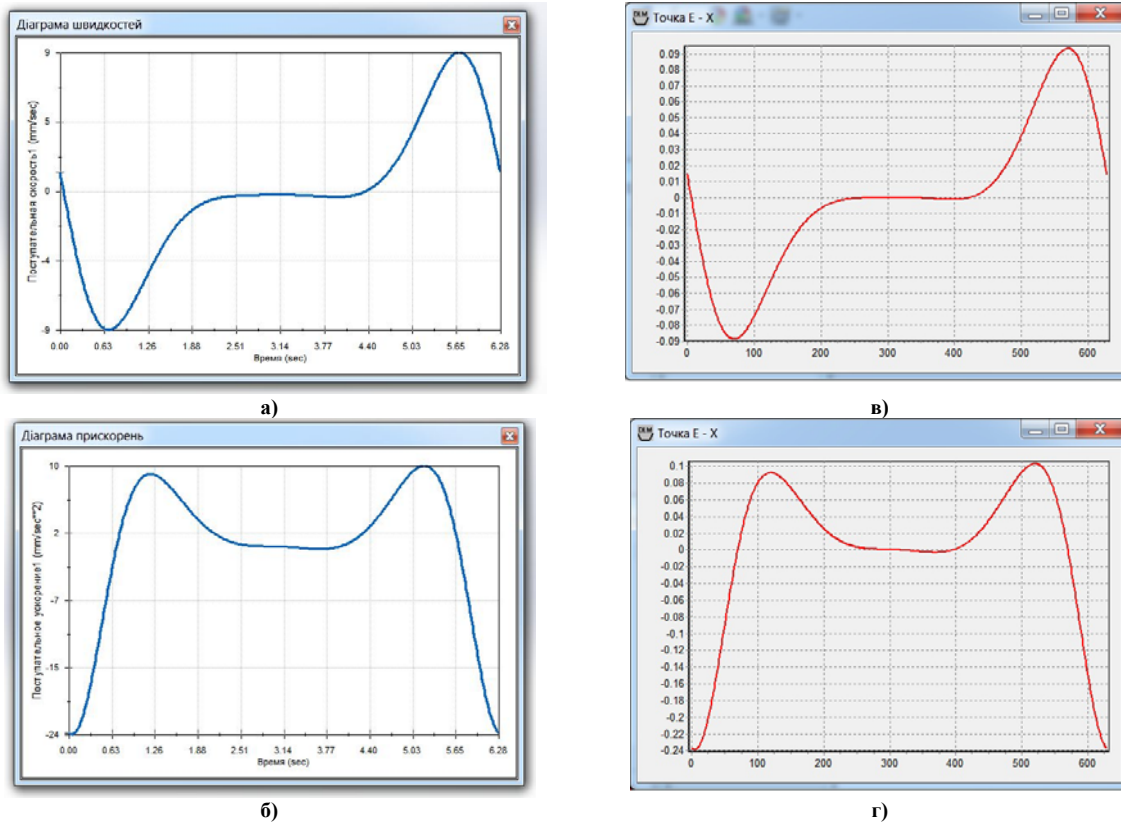


Рис. 5. Результати дослідження механізму, синтезованого за допомогою точки розпрямлення 5-го порядку: діаграми швидкостей та прискорень, отримані у SOLIDWORKS Motion (а, б) та у розробленому програмному забезпеченні (в, г)

Результати розрахунку досліджуваного механізму (механізм побудовано на базі точки розпрямлення 5-го порядку)

Таблиця 2

Час	φ_1	$S_E \cdot 100$	S'_E (SolidWorks Motion)	Різниця
0	0	9.809165444174	9.809165442170	2.0038E-09
0.04	14.4	9.431848632688	9.431848630108	2.58001E-09
0.08	28.8	7.824463549550	7.824463546514	3.0363E-09
0.12	43.2	5.651535419676	5.651535416353	3.32314E-09
0.16	57.6	3.581397653946	3.581397650528	3.41821E-09
0.2	72	1.994395505040	1.994395501709	3.33129E-09
0.24	86.4	0.969611778986	0.969611775900	3.08563E-09
0.28	100.8	0.406001338033	0.406001335317	2.71618E-09
0.32	115.2	0.144650255657	0.144650253399	2.25829E-09
0.36	129.6	0.044491517548	0.044491515800	1.74755E-09
0.4	144	0.012474536935	0.012474535716	1.21885E-09
0.44	158.4	0.002787101705	0.002787101001	7.04414E-10
0.48	172.8	0.000129440442	0.000129440217	2.24571E-10
0.5	180	0	4.75007E-13	4.75007E-13
0.52	187.2	-0.000164399506	-0.000164399307	1.98942E-10
0.56	201.6	-0.005200913048	-0.005200912498	5.50457E-10
0.6	216	-0.024928196393	-0.024928195584	8.08808E-10
0.64	230.4	-0.059318879243	-0.059318878274	9.68502E-10
0.68	244.8	-0.077139338101	-0.077139337074	1.02676E-09
0.72	259.2	0.004752602101	0.004752603082	9.81153E-10
0.76	273.6	0.329687454506	0.329687455334	8.28383E-10
0.8	288	1.082307614107	1.082307614680	5.73208E-10
0.84	302.4	2.425584684694	2.425584684912	2.18246E-10
0.88	316.8	4.383205559545	4.383205559311	2.3438E-10
0.92	331.2	6.694027341140	6.694027340365	7.74617E-10
0.96	345.6	8.752244120436	8.752244119057	1.37922E-09
1	360	9.809165444174	9.809165442170	2.0038E-09

Оскільки при створенні моделі, для зручності, відстань між осями нерухомих шарнірів була прийнята $l_{OC} = 100$ мм, тому для порівняння результатів розрахунку переміщення S_E вихідної ланки, отримане з використанням розробленого програмного забезпечення, необхідно помножити на 100 (як наведено у 4-й графі таблиці). Порівняння результатів, наведених у табл. 2 показали, що в середньому різниця між результатами, отриманими з використанням різних методів склала $1,04 \cdot 10^{-9}$. Таким чином, отримані нами результати підтверджуються результатами розрахунку за допомогою програми SOLIDWORKS Motion, а наявна похибка не є суттєвою і зумовлена в тим, що розрахунки проводяться з використанням різних методів, які забезпечують відповідно різну точність.

Порівняння результатів, наведених у табл. 2 показали, що в середньому різниця між результатами, отриманими з використанням різних методів склала $1,53 \cdot 10^{-9}$.

Розглянемо шарнірний чотириланковий прямолінійно-напрямний механізм (рис. 6), за шатунну точку якого прийнято точку Чебишева 5-го порядку [2, 4]. Цей механізм також може бути використаний як базовий при проектуванні шестиланкового механізму із зупинкою вихідної ланки, як показано на рис. 1. В роботі [7] автором наведено геометричні параметри прямолінійно-напрямних механізмів, синтезованих з використанням точок Чебишева 5-го порядку (синтез проводився чисельним методом з використанням умов Мюллера). Розглянемо моделювання такого механізму у системі SOLIDWORKS Motion. Комп'ютерна модель у цьому випадку залишається такою ж, як і в попередньому випадку (рис. 2), змінюються лише параметри, які були отримані в результаті проведеного синтезу (табл. 3).

Таблиця 3

Параметри механізму, побудованого на базі точки Чебишева 5-го порядку

Параметр	Значення	Параметр	Значення
Довжина кривошипа r	0.25	φ_{SP} , град.	206
Довжина шатуна b	0.88937486	$\varphi_{поч}$, град.	150.1
Довжина коромисла c	140.239376	S_{max}	0.1202305279
Друге плече шатуна k	0.37583399	α_{Σ} , град.	112.41
Кут ξ , град.	39.566636529604	Довжина L	0.59049 (31.81%)
Кут Ω , град.	180	Відхилення E	3.7E-03

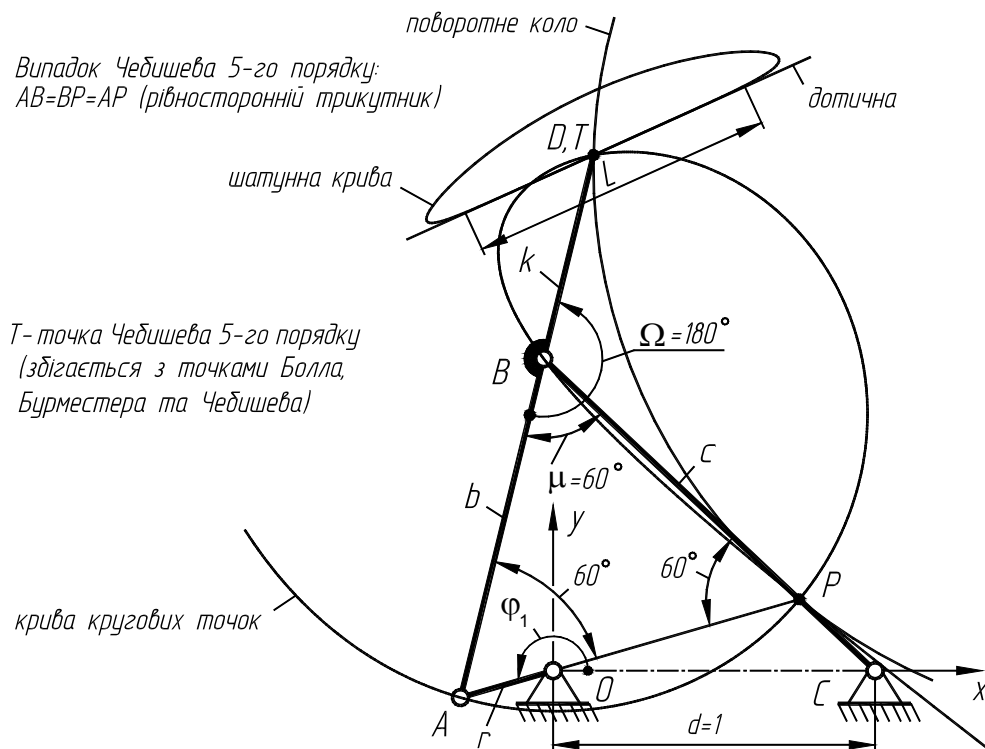


Рис. 6. Прямолінійно-напрямний шарнірний чотириланковий механізм для випадку Чебишева 5-го порядку (загальний випадок – шатунна крива є несиметричною) [7]

Результати проведеного кінематичного дослідження наведені на рис. 7, з якого видно відповідність результатів, отриманих різними методами.

Числові результати проведених розрахунків щодо визначення переміщень вихідної ланки механізму, синтезованого за допомогою точки Чебишева 5-го порядку, наведені у табл. 4. Позначення, наведені у таблиці, аналогічні до табл. 2.

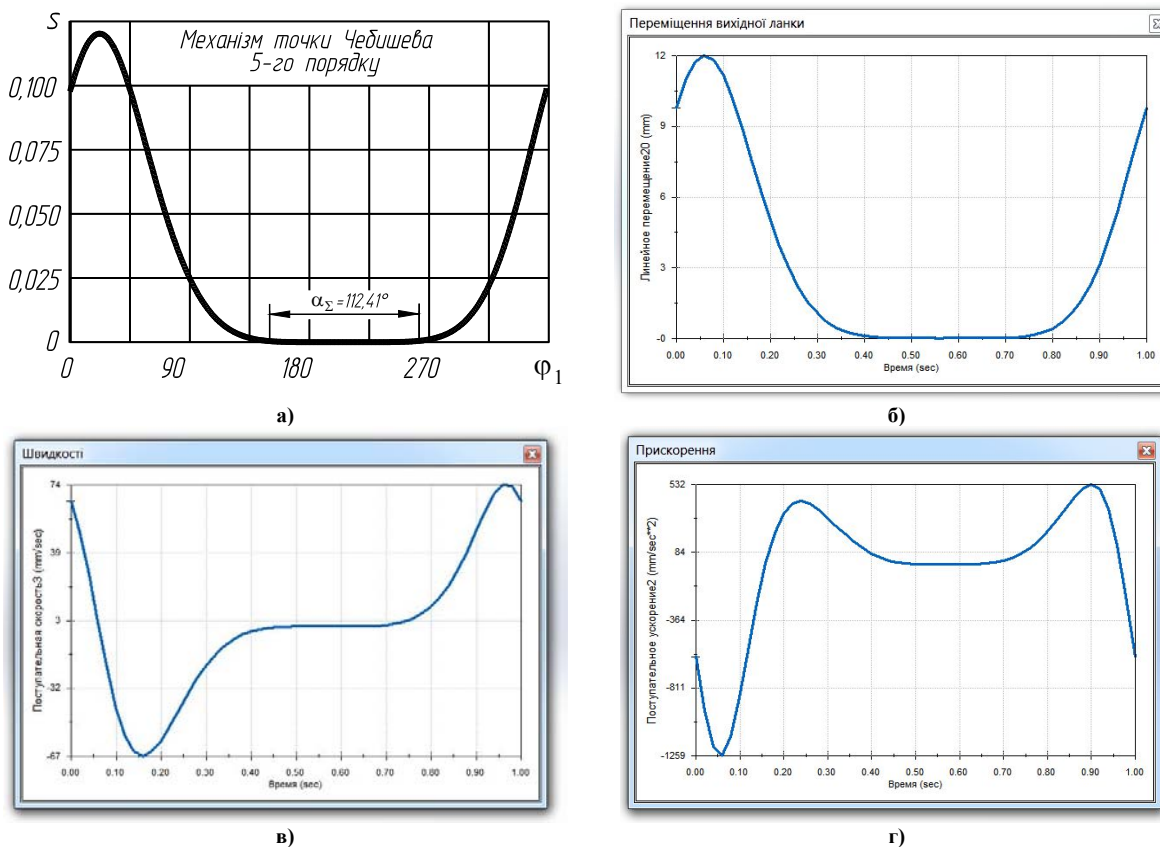


Рис. 7. Результати кінематичного дослідження механізму, синтезованого за допомогою точки Чебишева 5-го порядку: а) діаграма переміщень, отримана з використанням розробленого програмного забезпечення; б), в), г) результати, отримані у SOLIDWORKS Motion

Таблиця 4

Результати розрахунку досліджуваного механізму
(механізм побудовано на базі точки Чебишева 5-го порядку)

Час	φ_1	$S_E \cdot 100$	S_E (SolidWorks Motion)	Різниця
0	0	9.787974353048	9.787974354234	1.18593E-09
0.04	14.4	11.719207519038	11.719207520115	1.0768E-09
0.08	28.8	11.824486885210	11.824486886164	9.53705E-10
0.12	43.2	10.178567071674	10.178567072534	8.60195E-10
0.16	57.6	7.617825461209	7.617825461995	7.86445E-10
0.2	72	5.034420112354	5.034420113089	7.35032E-10
0.24	86.4	2.957724791467	2.957724792202	7.35482E-10
0.28	100.8	1.538455235962	1.538455236698	7.35381E-10
0.32	115.2	0.696860306045	0.696860306798	7.53679E-10
0.36	129.6	0.265946319929	0.265946320720	7.90818E-10
0.4	144	0.080570178793	0.080570179637	8.43665E-10
0.44	158.4	0.017336877429	0.017336878317	8.88635E-10
0.48	172.8	0.002092003056	0.002092004004	9.47577E-10
0.52	187.2	0.000073366436	0.000073367437	1.00024E-09
0.56	201.6	-0.000000098564	-0.000000097506	1.05838E-09
0.6	216	0.000001445892	0.000001446999	1.10718E-09
0.64	230.4	0.000285867708	0.000285868872	1.16485E-09
0.68	244.8	0.004713410741	0.004713411956	1.2149E-09
0.72	259.2	0.031222736449	0.031222737710	1.26081E-09
0.76	273.6	0.129391446815	0.129391448124	1.30894E-09
0.8	288	0.401532742972	0.401532744296	1.32359E-09
0.84	302.4	1.019066504643	1.019066505984	1.34092E-09
0.88	316.8	2.212925800392	2.212925801725	1.33277E-09
0.92	331.2	4.189957983188	4.189957984507	1.31855E-09
0.96	345.6	6.910880503549	6.910880504828	1.27898E-09
1	360	9.787974353048	9.787974354237	1.18856E-09

Порівняння результатів, наведених у табл. 4 показали, що в середньому різниця між результатами, отриманими з використанням різних методів склала $1,04 \cdot 10^{-9}$.

Таким чином, в результаті проведених досліджень у системі SOLIDWORKS розроблено параметричну комп'ютерну модель шестиланкового важільного механізму, що забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки та за допомогою SOLIDWORKS Motion проведено кінематичний аналіз механізмів, що синтезовані з використанням особливих точок шатунної площини, а саме – точки розпрямлення 5-го порядку та точки Чебишева 5-го порядку. Результати комп'ютерного моделювання підтвердили правильність розроблених теоретичних методів синтезу та наявність зупинки вихідної ланки заданої тривалості. Дослідження планується продовжити в напрямку проведення кінестатичного дослідження зазначених механізмів.

Література

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Геронимус Я. Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов / Я. Л. Геронимус. – М. : Гос. издательство физ.-мат. литературы, 1962. – 400 с.
3. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
4. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов / В. Лихтенхельдт. – М. : Наука, 1964. – 228 с.
5. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
6. Харжевський В.О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 5 (229). – С. 62–67.
7. Харжевський В.О. Числовий синтез несиметричних важільних прямолінійно-напрямних механізмів з дотиком 5-го порядку / В.О. Харжевський // Технічні науки та технології. – Чернігів : ЧНТУ, 2015. – № 1 (1). – С. 24–30.
8. Gassmann V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
9. 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.
10. 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 : 29.6.2016 р.

Надрукована/Printed : 25.8.2016 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Кіницький Я.Т.