

СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ ВОСЬМИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

В статті розглянуто питання синтезу важільних восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі прямолінійно-напрямого шарнірного чотириланкового механізму з приєднаною структурною групою, вихідна ланка якої забезпечує періодичну зупинку. Приєднання двох додаткових ланок до базового шестиланкового механізму дозволяє проводити регулювання тривалості зупинки та отримувати механізми з тривалими зупинками вихідної ланки. В статті наведено деякі результати досліджень таких механізмів.

Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки представляє собою важливу практичну задачу, оскільки механізми із зупинкою вихідної ланки одержали широке практичне використання як у вітчизняному, так і в зарубіжному машинобудуванні, причому важільні механізми мають ряд суттєвих переваг перед іншими типами механізмів, зокрема, кулачковими, а саме: відсутність вищих кінематичних пар, геометричне замикання ланок тощо. Широке використання кулачкових механізмів для забезпечення періодичної зупинки вихідної ланки, як зазначає німецький вчений В. Ліхтенхельдт [1], зумовлено в першу чергу простотою їх синтезу. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки представляє собою набагато складнішу задачу, оптимальний розв'язок якої можна отримати лише за допомогою чисельних методів, що стало можливим лише з появою сучасних електронно-обчислювальних машин.

На сьогоднішній день розроблено велику кількість методів синтезу таких механізмів. Однак всі такі методи можна умовно розділити на дві основні підгрупи: алгебраїчні методи, що базуються на фундаментальних роботах Чебишева [2], та геометричні методи, засновані на принципах кінематичної геометрії, теоретичні основи якої були розроблені німецьким вченим Л. Бурместером [3].

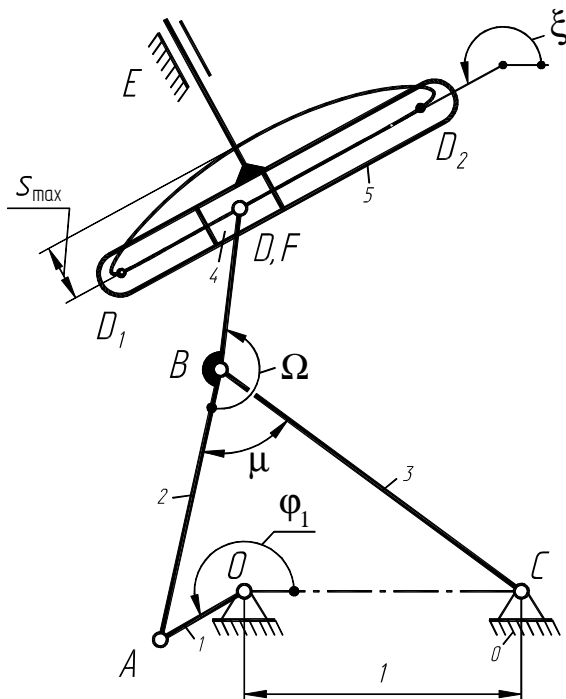


Рис. 1 – Шестиланковий важільний механізм, що забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки

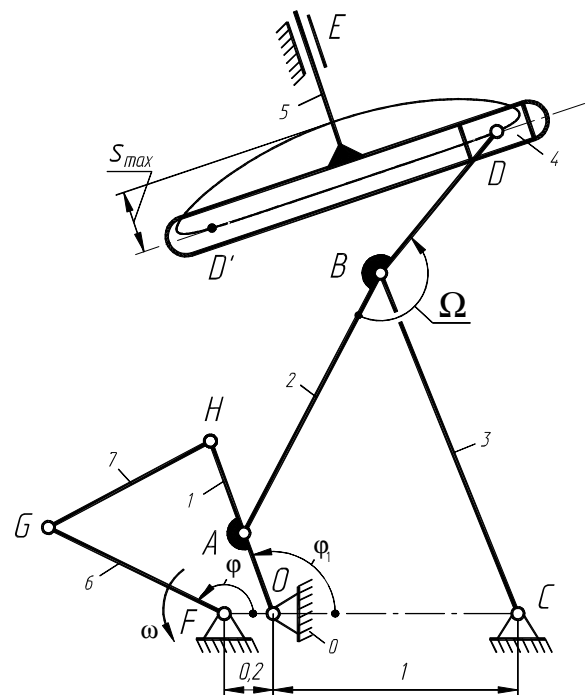


Рис. 2 – Восьмиланковий важільний механізм, що забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки

Алгебраїчні методи Чебишева отримали розвиток в роботах Леоте, Блоха, Саркіяна, Едіяна, Гродзенської, Кіницького [4]. Однак отримання найкращого варіанту наближення за Чебишевим у більшості випадків пов'язано з певними, іноді нездоланими математичними труднощами, тому повністю розв'язати задачу синтезу механізмів Чебишева, зокрема прямолінійно-напрямних, вдалося німецьким вченим Функу та Гассману лише за допомогою чисельних методів з використанням сучасних комп'ютерів [5]. Слід однак зауважити, що механізми, отримані з використанням умов найкращого наближення за Чебишевим, мають ряд недоліків, що значно звужує область їх практичного використання [6].

Другим напрямком у синтезі напрямних механізмів є методи синтезу, що засновані на принципах кінематичної геометрії, теоретичні основи якої були закладені німецьким вченим Л. Бурместером [3]. Розвитку цих методів при-

свячені роботи Альта, Грюблера, Бейера [7], Ліхтенхельдта [1], Геронімуса [8], Артоболевського, Левитського, Черкудінова [9] та роботи інших вчених.

В зв'язку з бурхливим розвитком комп'ютерної техніки, з'явилась можливість вирішувати задачі синтезу важільних механізмів чисельно, поєднуючи точність аналітичних методів з багатоваріантністю чисельних досліджень. Розвитку чисельних методів синтезу важільних напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки присвячені роботи Кіницького [4], Светловського [10], та, зокрема, роботи автора [11-13].

Для проектування важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки можуть використовуватись базові напрямні механізми, шатунна точка яких на деякій своїй ділянці наближається до дуги кола або прямої лінії.

На рис. 1 показано кінематичну схему важільного шестиланкового механізму, в основі якого покладено несиметричний шарнірний чотириланковий механізм $OABCD$, шатунна точка D якого описує криву, що на ділянці D_1D_2 наближається до прямої лінії. До базового чотириланкового механізму приєднана додаткова структурна група 4-5 таким чином, що напрямна повзуна 4 паралельна прямолінійній ділянці шатунної кривої. Під час проходження шатунною точкою D цієї ділянки, ланка 5 буде мати наближену зупинку тривалістю α_2 , що визначається кутом повороту кривошипа, протягом якого вихідна ланка має зупинку. Причому величина теоретичного відхилення від абсолютно нерухомого положення буде дорівнювати відхиленню, з яким прямолінійна ділянка шатунної кривої наближається до прямої лінії.

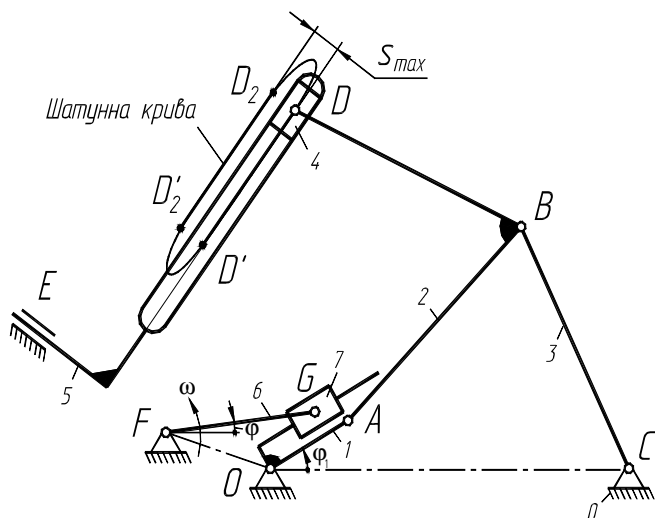


Рис. 3 – Важільний восьмиланковий механізм, що забезпечує дві зупинки вихідної ланки

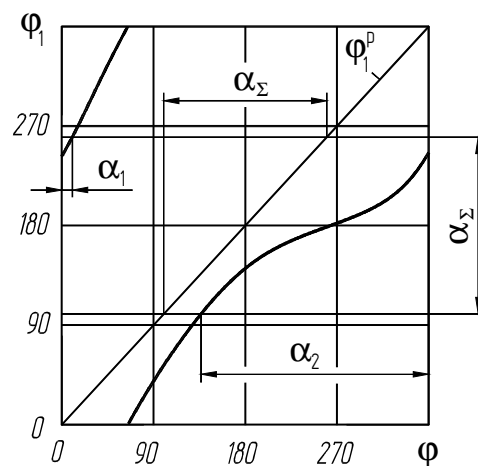


Рис. 4 – Залежність кута $\phi_1(\phi)$ повороту кривошипа базового механізму

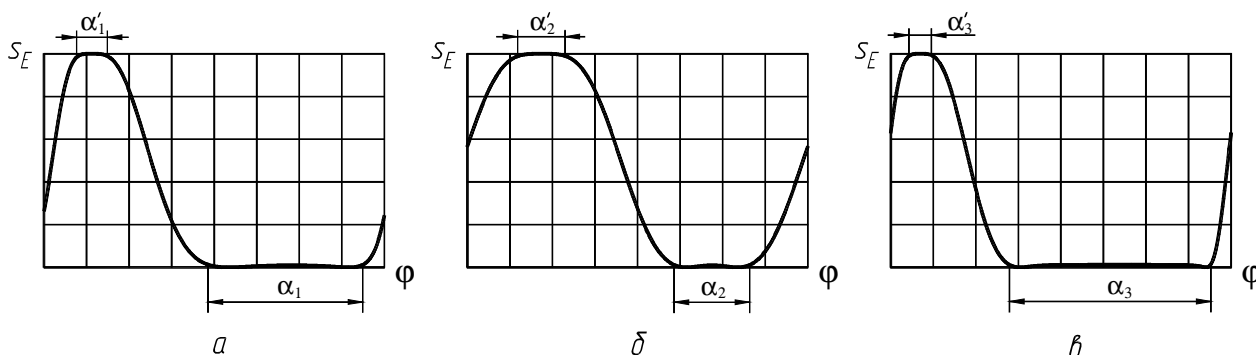


Рис. 5 – Діаграми переміщень вихідної ланки восьмиланкового механізму з двома регульованими зупинками вихідної ланки

Зрозуміло, що для того, щоб шарнірний чотириланковий механізм викреслював шатунну криву з наближено прямолінійною ділянкою, необхідно певним чином вибрати його геометричні параметри. Для цього, зокрема, можуть бути використані методи синтезу, що базуються на використанні теоретичних основ кінематичної геометрії.

Основною ідеєю при проведенні синтезу таких механізмів є те, що за шатунну точку приймається деяка особлива точка шатунної площини механізму, що дозволить отримати шатунну криву, яка в деякому околі від такої особливої точки буде мати ділянку наближено постійної кривизни. Зокрема, такими особливими точками можуть бути точки Болла, Бурмєстера, Чебишева, методика визначення яких досить детально описана у [8, 9]. Причому, автором було встановлено, що для синтезу прямолінійно-направних механізмів можна використати ще один вид особливих точок шатунної площини – точки розпрямлення 4-го порядку, методику визначення яких наведено у [11].

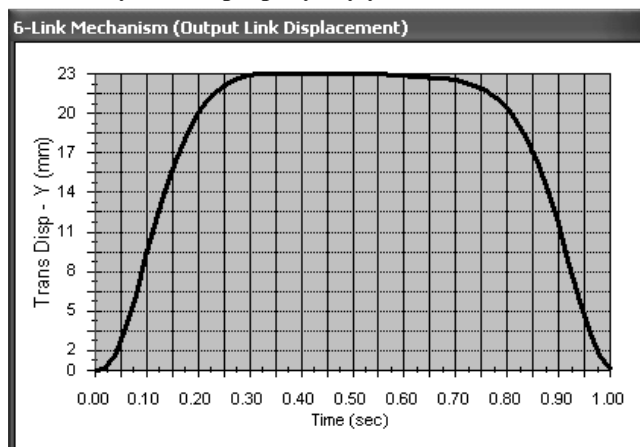
На рис. 7 показано приклад створеної комп'ютерної моделі важільного шестиланкового механізму, що була створена у системі об'ємного моделювання SolidWorks з метою перевірки правильності методики, наведеної у [11]. В

цьому механізмі в якості особливої точки для проведення синтезу використовувалась точка розпрямлення 4-го порядку. Результати розрахунку цього механізму за допомогою системи показали повну відповідність отриманих результатів значенням, отриманим за допомогою розробленого програмного забезпечення (рис. 7).



Рис. 6 – Модель важільного шестиланкового механізму, створена у системі SolidWorks

Результати розрахунку у COSMOSMotion



Результати розрахунку у розробленому програмному продукті

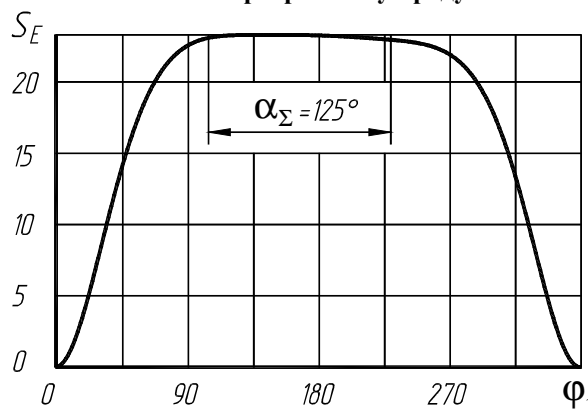


Рис. 7 – Результати розрахунку діаграми переміщень вихідної ланки шестиланкового механізму

Однак для синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки можуть бути використані не тільки шестиланкові механізми (рис. 1, 6), але й восьмиланкові (рис. 2, 3), що, не дивлячись на наявність двох додаткових ланок, має свої переваги, як буде показано далі.

Метою даної роботи є дослідження зазначених механізмів, розробка алгоритмів, програмного забезпечення, а також складання довідкових карт для проведення синтезу таких механізмів.

Розглянувши механізм, зображений на рис. 1, очевидно, що тривалість зупинки вихідної ланки важільного механізму залежить від двох параметрів:

- 1) довжини L_H прямолінійної ділянки шатунної кривої базового напрямного механізму;
- 2) швидкості руху шатунної точки на ділянці наближення.

Обидва ці параметри визначають кут α_Σ повороту кривошипа, що характеризує час, на протязі якого шатунна точка знаходиться на інтервалі наближення. При приєднанні до базового напрямного механізму додаткової структурної групи, величина цього часу і визначає тривалість зупинки вихідної ланки.

Як показали проведені нами дослідження, існує велика кількість напрямних механізмів, що мають ділянки наближення значної довжини L_H і при цьому мають обмежене застосування як базові механізми при проектуванні механізмів із зупинкою, оскільки забезпечують нетривалі зупинки вихідної ланки. Це пояснюється тим, що, не дивлячись на досить велику довжину ділянки наближення, час знаходження шатунної точки на ній є невеликим через значну її швидкість на цій ділянці. Тобто характеристика шатунної кривої, яка виражається відношенням довжини прямолінійної ділянки до довжини всієї шатунної кривої, є значно більшою, ніж величина $\alpha_\Sigma/360^\circ$. Це означає, що якби можна було зменшити швидкість шатунної точки на ділянці наближення, тривалість зупинки вихідної ланки механізму, побудованого на основі такого базового механізму, була б значно більшою, причому точність наближення залишилася б незмінною. Ця задача може бути розв'язана за допомогою двокривошипних механізмів.

На рис. 2, 3 показано восьмиланкові важільні механізми, що реалізують поставлену задачу. Як відомо, кривошип базового шестиланкового механізму обертається рівномірно (з постійною кутовою швидкістю $\omega_1 = 1$). Ідея полягає в тому, щоб за допомогою додаткового двокривошипного механізму створити нерівномірність в його обертанні, що дозволить певним чином змінити швидкість шатунної точки D механізму. Тоді час перебування зазначеної точки на інтервалі наближення також відповідним чином зміниться. Відомо [4, 9], що збільшення тривалості зупинки вихідної за допомогою існуючих методів завжди пов'язано з погіршенням точності наближення. Слід підкреслити, що у запропонованих нами восьмиланкових механізмах, зміна тривалості зупинки вихідної ланки проходить без зміни теоретичної точності наближення, оскільки змінюється лише час перебування шатунної точки на ділянці наближення, довжина цієї ділянки (і відповідно точність) є незмінною. Однак до недоліків таких механізмів слід віднести наявність двох додаткових ланок, що дещо знижує практичну точність таких механізмів.

Суть методу регулювання тривалості зупинки (або зупинок) вихідної ланки показує діаграма, зображена на рис. 4, що представляє собою залежність кута повороту φ_1 веденого кривошипа двокривошипного механізму як функції від кута повороту φ вхідного кривошипа. З цієї діаграми видно, що величина φ_1 значно відрізняється від значень φ_1^p , які б спостерігались у випадку, якби кривошип 1 базового механізму обертався рівномірно, що і є причиною зміни тривалості зупинки вихідної ланки. На цьому рисунку показано випадок, коли шестиланковий механізм забезпечував тривалість зупинки α_Σ , а внаслідок створеної нерівномірності обертання кривошипа 1, тривалість зупинки збільшилась до величини $\alpha'_\Sigma = \alpha_1 + \alpha_2$, оскільки, як було вже зазначено, час перебування шатунної точки на ділянці наближення збільшився.

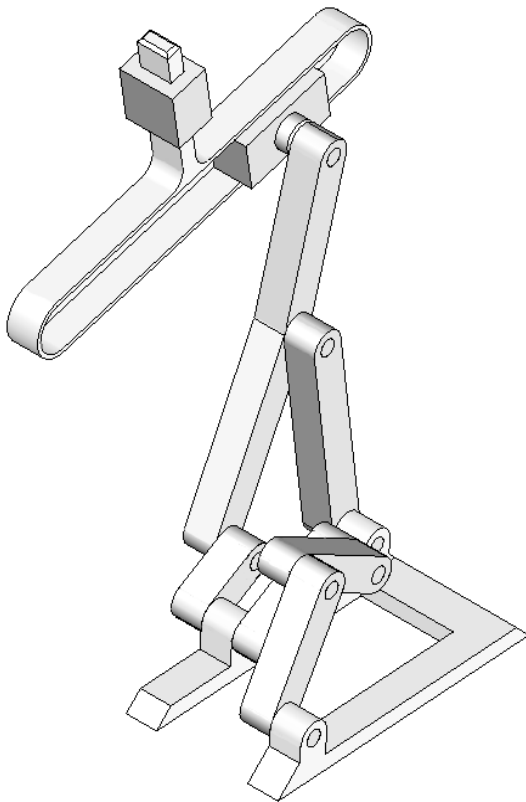
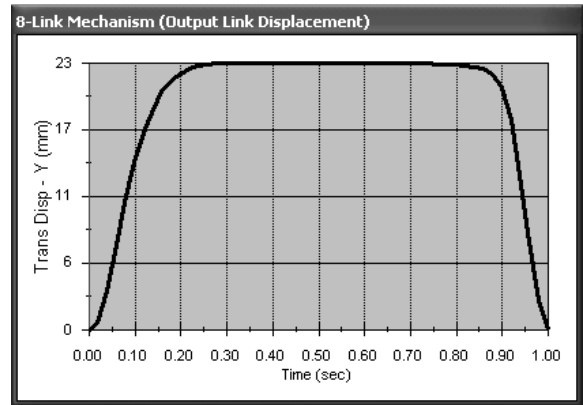


Рис. 8 – Модель важільного восьмиланкового механізму, створена у системі SolidWorks

Результати розрахунку у COSMOSMotion



Результати розрахунку у розробленому програмному продукті

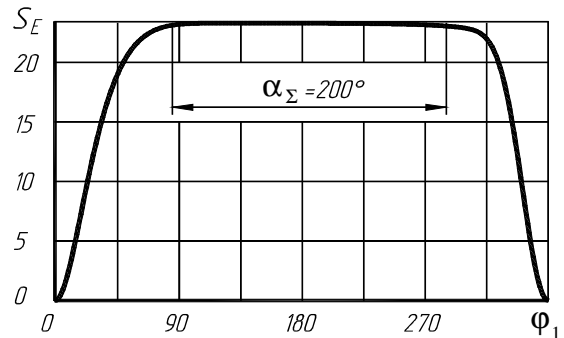


Рис. 9 – Результати розрахунку діаграми переміщень вихідної ланки восьмиланкового механізму

Для перевірки правильності вищезазначених положень, у системі SolidWorks була створена комп'ютерна модель восьмиланкового механізму, зображена на рис. 8, а за допомогою системи COSMOSMotion було проведено розрахунок кінематичних параметрів вихідної ланки такого механізму. Причому в основу механізму, показаного на рис. 8, показано шестиланковий механізм, зображений на рис. 6. Отримані результати (рис. 9) показують, що внаслідок створеної нерівномірності в обертанні основного кривошипа, тривалість зупинки вихідної ланки механізму збільшилась в 1,6 рази (з 125° до 200°), причому слід зауважити, що теоретична точність наближення залишилась незмінною, оскільки використовується та сама шатунна крива. Збільшився лише час перебування шатунної точки на інтервалі наближення. Діаграми, наведені на рис. 9 показують, що проведені нами розрахунки підтвердились результатами, отриманими за допомогою системи COSMOSMotion.

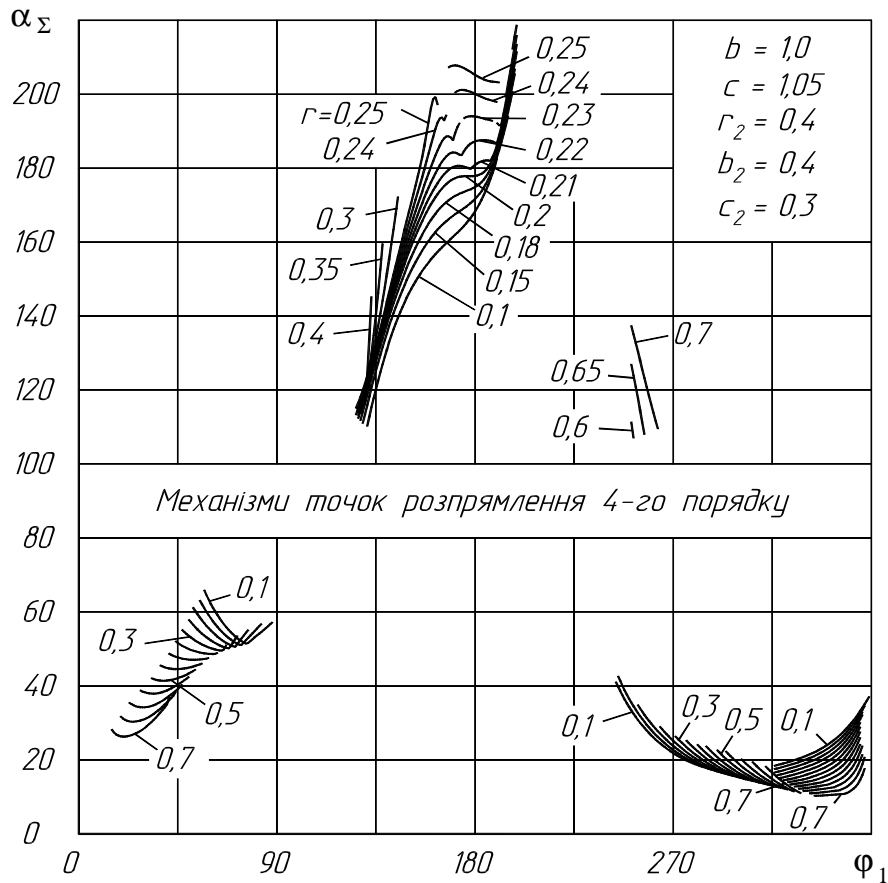


Рис. 10 – Діаграми зміни величин зупинок вихідної ланки механізмів точокрозпрямлення 4-го порядку шатунної площини восьмиланкового механізму

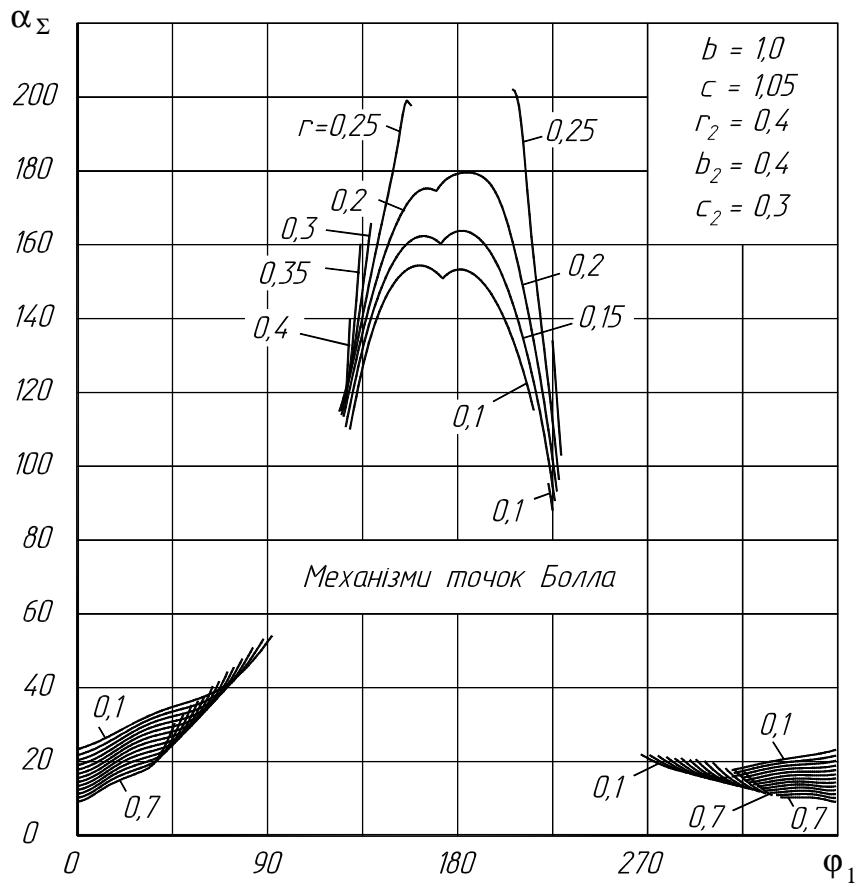


Рис. 11 – Діаграми зміни величин зупинок вихідної ланки механізмів точок Болла шатунної площини восьмиланкового механізму

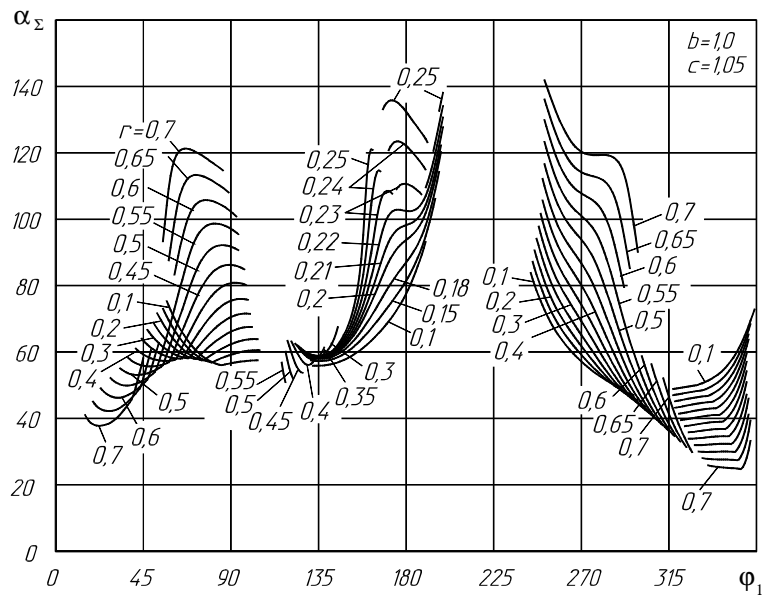


Рис. 12 – Діаграми зміни величини зупинок вихідної ланки механізмів точок розпрямлення 4-го порядку шестиланкового механізму

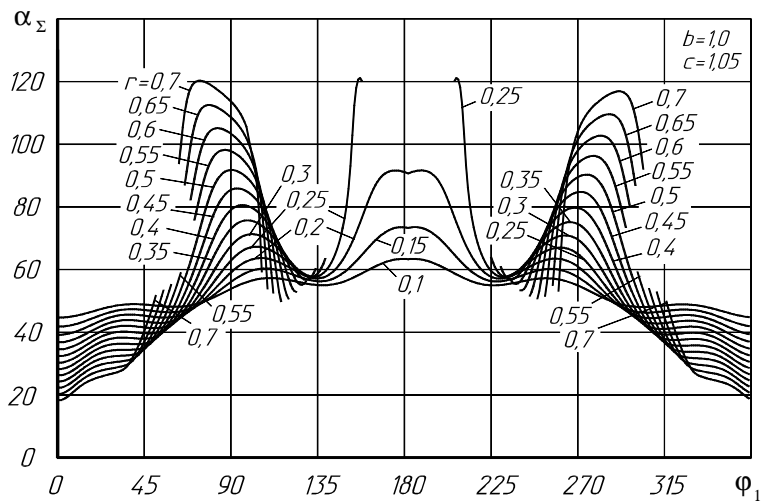


Рис. 13 – Діаграми зміни величини зупинок вихідної ланки механізмів точок Болла шатунної площини шестиланкового механізму

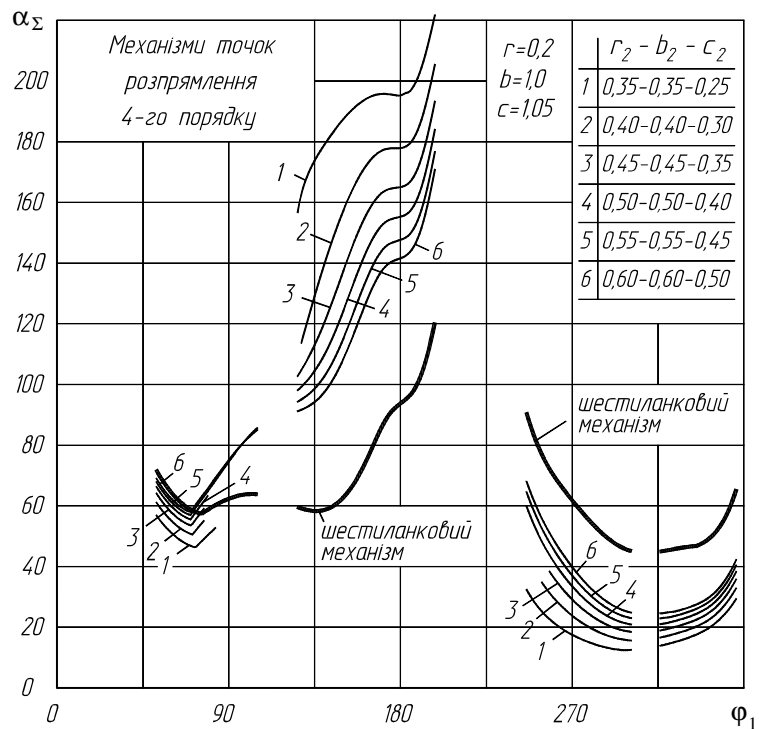


Рис. 14 – Діаграма зміни величини зупинки вихідної ланки залежно від кута повороту кривошипа, що визначає положення точки розпрямлення 4-го порядку у шатунній площині восьмиланкового механізму, для різних базових двокривошипних механізмів

Зазначимо, що, забезпечивши конструктивно можливість зміни розмірів l_{OF} , l_{FG} , l_{GH} та l_{OH} базового двокривошипного механізму (рис. 2), можна отримати механізм з регульованою тривалістю зупинки вихідної ланки. На рис. 5 показані приклади діаграм переміщень вихідної ланки такого механізму, з яких видно, що за допомогою запропонованого методу тривалість зупинки можна змінювати у досить широких межах, причому, якщо шатунна крива механізму має декілька ділянок наближення, то описаний метод дозволить проводити регулювання тривалості декількох зупинок вихідної ланки. Причому в основі механізму може бути не тільки двокривошипний шарнірний чотириланковий механізм (рис. 2), але й кривошипно-кулісний, куліса якого є повноповоротною (рис. 3).

На конструкцію шарнірно-важільного механізму з двома регульованими зупинками вихідної ланки, в основу якого покладено кривошипно-кулісний механізм, отримано деклараційний патент на винахід [14].

Важливою практичною задачею є визначення тривалостей зупинок вихідної ланки восьмиланкового механізму при різних співвідношеннях довжин ланок базового двокривошипного механізму. Обчислення проводились наступним чином. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки проводився за допомогою визначення особливих точок шатунної площини, а саме – точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, після чого за допомогою чисельного методу визначалась довжина ділянки наближення шатунної кривої та відповідно тривалість зупинки вихідної ланки механізму. Детальний опис чисельно-аналітичних методик визначення особливих точок шатунної площини та величин ділянок наближення наведено у роботах [6, 11].

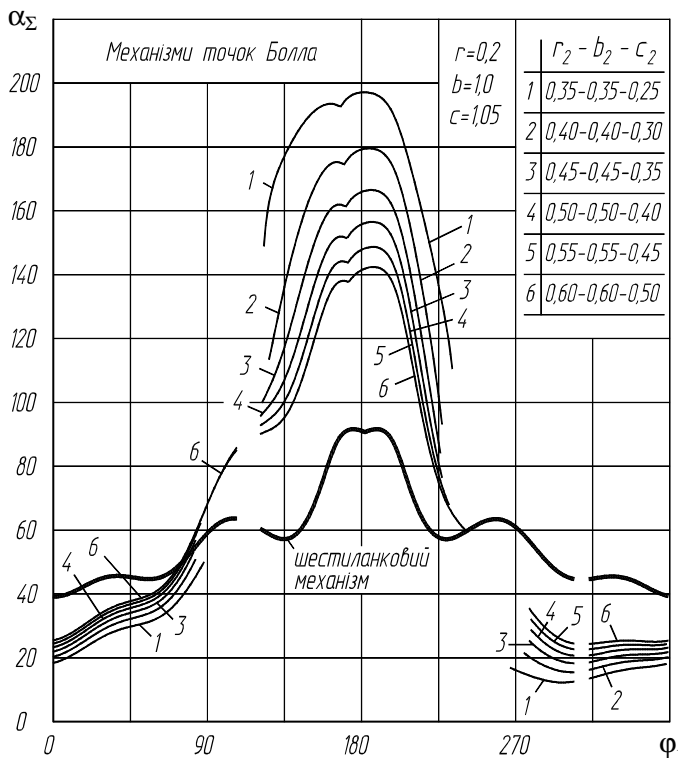


Рис. 15 – Діаграма зміни величини зупинки вихідної ланки залежно від кута повороту кривошипа, що визначає положення точки Болла у шатунній площині восьмиланкового механізму, для різних базових двокривошипних механізмів

можна застосовувати методи, що використовувались для синтезу відповідних шестиланкових механізмів, але при цьому можна забезпечувати значно більші величини тривалостей зупинок, а також досить просто проводити регулювання тривалості зупинки без зміни теоретичної точності наближення.

Таким чином, в результаті проведених досліджень:

1. Запропоновано використовувати важільні восьмиланкові механізми для забезпечення зупинки вихідної ланки, синтез яких можна проводити методами кінематичної геометрії, а саме – з використанням точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку.

2. У системі об'ємного моделювання SolidWorks створено комп'ютерні моделі, а за допомогою системи COSMOSMotion проведено кінематичне дослідження запропонованих механізмів. Отримані результати підтвердили правильність проведених розрахунків.

3. Розроблено алгоритми та відповідне програмне забезпечення, що дозволяє проводити синтез запропонованих механізмів.

4. Проведено розрахунки та отримано результати у вигляді довідкових карт та таблиць.

5. Проведено порівняння з аналогічними шестиланковими механізмами, що показало наявність деяких переваг запропонованих механізмів перед існуючими.

Оскільки особливі точки шатунної площини в загальному випадку можуть бути визначені для будь-якого положення механізму, це дало можливість побудувати діаграми зміни тривалості зупинки вихідної ланки механізмів точок розпрямлення 4-го порядку (рис. 10) та точок Болла (рис. 11). На наведених діаграмах введено наступні позначення (відповідно до рис. 2):

$$r = l_{OA}; b = l_{AB}; c = l_{BC}; r_2 = l_{FG}; b_2 = l_{GH}; c_2 = l_{OH}.$$

Для порівняння, на рис. 12 та рис. 13 наведено аналогічні діаграми для тих самих механізмів, але шестиланкових [6, 11]. Як видно з наведених діаграм, створенням нерівномірності в обертанні основного кривошипа 1 механізму, можна суттєво змінювати тривалість зупинки вихідної ланки.

У механізмах, що представлені на діаграмах рис. 10 та рис. 11, використовується один і той самий базовий двокривошипний механізм, змінюється лише довжина основного кривошипа r .

На рис. 14 та рис. 15 представлені результати розрахунку важільних восьмиланкових механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки, але в цьому випадку змінювались параметри базового двокривошипного механізму, параметри несиметричного чотириланкового механізму залишались постійними.

Як видно з наведених діаграм, за допомогою важільних восьмиланкових механізмів можна отримати велику кількість механізмів із зупинкою вихідної ланки, причому для синтезу таких механізмів можна

В майбутньому планується продовжити дослідження восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки, зокрема, планується дослідити їх точність з врахуванням зазорів у кінематичних парах, а також провести кінематичний та силовий розрахунок з метою проведення оптимального синтезу.

Література

1. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов.— М.: Наука, 1964.— 228 с.
2. Чебышев П.Л., Полное собрание сочинений, т. IV, М.-Л., АН СССР, 1948.
3. Burmester L., Lehrbuch der Kinematik, Leipzig, Felix, 1888.
4. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища школа, 1990.—231 с.
5. Funk W., Gassmann V. Unsymmetric Tchebysheff-type straight-line mechanisms //Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Mechanisms and Machines, vol. 1, Oulu, Finland, 1999, pp. 222-226.
6. Харжевський В.О., Кіницький Я.Т. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник Технол. у-ту Поділля. -2003.-№4.-С. 43-54.
7. Бейер Р. Кинематический синтез механизмов. Основы теории метрического синтеза механизмов – Машгиз, 1959 – 318 с.
8. Геронимус Я.Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов – ГИФМЛ, 1962 – 399 с.
9. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов.– М.: Физматгиз, 1959.– 1084 с.
10. Светловський О.Б., Кіницький Я.Т. Геометричний синтез симетричних лямбдоподібних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки чисельним методом //Вісник технологічного університету Поділля.-2001.– № 1.-С.20-24.
11. Харжевський В.О. Методика синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з дотиком 4-го порядку //Вісник Технол. у-ту Поділля. - 2003.-№6, Т.2, Ч.1 Т.2-С. 152-163.
12. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки та межі їх існування //Вісник Технол. у-ту Поділля. - 2004.-№1, Ч.1 -С. 10-20.
13. Харжевський В.О. Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму //Збірник наукових праць, №28, част. 1 (спец. випуск), Хмельницький: Вид-во Нац. академії держ. прикорд. служби України. – 2004.- С.123-125.
14. Шарнірно-важільний механізм з двома регульованими зупинками вихідної ланки: Деклараційний патент на винахід 66042 А України, МПК 7 F16H21/00/ Харжевський В.О., Кіницький Я.Т. №2003076659; Заявлено 15.07.2003; Опубліковано 15.04.2004, Бюл. №4. – 2 с.