

Підвищення точності позиціонування багатоважільних паралелограмних механізмів

Г. В. Канашевич¹ - ORCID <https://orcid.org/0000-0002-6708-040X>

О. О. Коваленко¹ - ORCID <https://orcid.org/0000-0002-5073-3507>

В. Ю. Васильченко¹ - ORCID <https://orcid.org/0009-0003-4062-7035>

Є. В. Хижняк¹ - ORCID <https://orcid.org/0009-0000-8353-4240>

О. В. Васильківський^{1,2} - ORCID <https://orcid.org/0009-0007-7028-9291>

Received: 11 February 2026 / Revised: 24 March 2026 / Accepted: 7 April 2026

Анотація: Об'єктом дослідження є пантографний механізм пакувального обладнання, призначений для синхронного переміщення декількох кареток уздовж напрямних. Конструкція механізму складається з послідовно з'єднаних паралелограмних секцій, у яких передача руху здійснюється через систему шарнірних з'єднань. Проблема дослідження пов'язана зі зниженням точності позиціонування кареток унаслідок наявності зазорів у шарнірних з'єднаннях багатоланкового механізму. У механізмах із великою кількістю секцій навіть незначні зазори призводять до прогресуючого накопичення похибок і відхилення фактичного положення кареток від розрахункового, що є критичним для переналаджуваних ліній дозування. У роботі досліджено вплив зазорів у шарнірних з'єднаннях на кінематичні характеристики пантографного механізму. Для аналізу точності застосовано комплексний підхід, що включає: математичне моделювання для аналітичного опису кінематики методом векторних контурів; геометричне моделювання в САД-системі, що дозволило визначити граничні відхилення кареток при досягненні фізичних меж зазорів у шарнірах; а також натурний експеримент на фізичному макеті. Встановлено, що для п'ятисекційного механізму максимальне відхилення позиціонування становить 9–12 мм, що зумовлено послідовним підсумовуванням люфтів у кінематичних парах. Отримані результати показали, що величина похибки зростає нелінійно залежно від кута розкриття секцій. Порівняння результатів математичного моделювання та геометричного моделювання в САД-системі продемонструвало високу збіжність (відхилення в межах 6.4–8.2 %). Встановлено, що симетричне розташування секцій відносно центральної точки механізму забезпечує часткову компенсацію накопичених похибок і дозволяє зменшити сумарне відхилення положення кареток у 2 рази порівняно з односторонньою схемою розташування ланок. Особливістю дослідження є комплексний підхід, що поєднує аналітичні методи, чисельне моделювання та натурний експеримент, завдяки чому вдалося виявити закономірності накопичення похибок і обґрунтувати умови їх мінімізації. Запропонована методика дозволяє на етапі проектування зняти обмеження щодо точності для механізмів, які містять до 6 виконавчих вузлів. Отримані результати використані при аналізі конструкції пантографного механізму пакувального обладнання та можуть бути застосовані під час проектування і модернізації складних багатоланкових систем, у яких необхідно забезпечити високу точність синхронного переміщення робочих органів.

Ключові слова: шарнірне з'єднання паралелограмного механізму, машинобудування, технології ремонту, сучасні матеріали, механізована автоматизація, комп'ютерне моделювання, 3D-друк, точність позиціонування, кінематична ланка.

Вступ

У сучасних пакувальних лініях точність позиціонування виконавчих вузлів є ключовим фактором, що визначає якість фасованої продукції та стабільність технологічного процесу. В умовах багатонаменклатурного

виробництва, коли обладнання має працювати з різними типорозмірами тари, проблема точності стає особливо актуальною.

Існуючі рішення реалізуються трьома способами: ручним, механізованим та автоматизованим [1].

Ручний спосіб (механічного типу) зміни лінійного кроку дозуючих вузлів. Перевагою даного способу є цінний показник його реалізації. До недоліків такого виконання можна віднести максимально великий час для реалізації самої задачі по переналадженню у порівнянні з будь-яким іншим способом. Також для реалізації такого способу зміни кроку висуваються не самі мінімальні вимоги до рівня кваліфікації обслуговуючого обладнання персоналу.

¹ Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, <https://ror.org/01m54ds80>

² ТОВ "МНВК "СТАНКО-ГРУП", Черкаси, Україна

✉ О. О. Коваленко
o.kovalenko@chdtu.edu.ua



Механізований спосіб (паралелограмного типу) зміни лінійного кроку дозуючих вузлів. Перевагою даного способу є можливість одночасно рівномірно збільшувати або зменшувати відповідний крок вручну від одного єдиного маховика конструкції вузла. До недоліків такого виконання конструкції можна віднести складність практичної реалізації точності позиціонування проміжних (неприводних) вузлів, яка обумовлена точністю шарнірних з'єднань паралелограмного механізму конструкції.

Автоматизований спосіб (попарно-привідного типу) зміни лінійного кроку дозуючих вузлів. Перевагою даного способу є можливість одночасно рівномірно збільшувати або зменшувати відповідний крок автоматизованим чином через сенсорну панель керування автоматом розливу. Одною з переваг можна вважати максимальне зменшення вимог до рівня кваліфікації обслуговуючого персоналу.

Суттєвим недоліком конструкції є непропорційне збільшення металоємності з наявністю збільшення габаритних розмірів всього вузла при необхідності збільшення одночасно дозуючих позицій наливу тари. Певну специфіку на процес виготовлення даного виконання конструкції також накладає необхідність виготовлення редукторного розподільчого вузла.

Порівняльна оцінка способів зміни лінійного кроку дозуючих вузлів в автоматичних блоках розливу наведена в (таблиці 1).

Порівняльний аналіз показує, що найбільш перспективним для практичного застосування є механізований паралелограмний тип механізму, який забезпечує синхронне регулювання кількох дозуючих вузлів при прийнятній матеріалоємності та собівартості. Водночас його головним недоліком залишається зниження точності позиціонування через наявність зазорів у шарнірних з'єднаннях.

З наукової точки зору, дослідження багатосекційних паралелограмних механізмів є важливими, оскільки вони дозволяють виявити закономірності накопичення похибок у кінематичних ланцюгах та розробити методи їх компенсації. Це напряму пов'язано з розвитком теорії точності механізмів, кінематичного аналізу та моделювання багатоланкових систем.

З практичної точки зору, результати таких досліджень потрібні для підвищення ефективності пакувальних ліній, скорочення часу переналагодження обладнання та зменшення втрат продукції через похибки позиціонування. Впровадження удосконалених конструкцій забезпечує стабільність технологічних процесів у харчовій, фармацевтичній та інших галузях, де точність дозування і синхронність руху є критично важливими.

Таким чином, актуальність дослідження полягає не лише у вирішенні конкретної задачі підвищення точності роботи багатосекційних паралелограмних механізмів, але й у розвитку наукових підходів до аналізу точності кінематичних систем та їх практичному застосуванні в сучасному машинобудуванні.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Аналіз літературних даних. У сучасних дослідженнях значна увага приділяється проблемі точності багатоланкових механізмів, що застосовуються у пакувальному та дозуючому обладнанні [3], [4], [10]–[17]. У наукових публікаціях розглядаються різні аспекти кінематичного аналізу, вплив технологічних допусків, моделювання похибок у шарнірних з'єднаннях та використання САД-систем для оцінки відхилень. Дослідники пропонують математичні моделі, чисельні методи та експериментальні підходи, які дозволяють оцінити точність роботи механізмів у різних умовах експлуатації.

Разом з тим, більшість робіт зосереджені на окремих складових проблеми – наприклад, на аналізі кінематичних схем або на моделюванні окремих вузлів. Комплексні дослідження, що поєднують аналітичні методи, комп'ютерне моделювання та натурні експерименти, зустрічаються значно рідше. Крім того, недостатньо уваги приділяється багатосекційним паралелограмним механізмам, які мають специфічні особливості накопичення похибок уздовж кінематичного ланцюга. Це обмежує можливості практичного застосування отриманих результатів у реальних пакувальних лініях.

Таблиця 1. Порівняльна оцінка способів зміни лінійного кроку дозуючих вузлів в автоматичних блоках розливу

Критерій оцінки	Ручний/механічний тип механізму	Механізований паралелограмний тип механізму	Автоматизований/ попарно-привідний тип механізму
Матеріалоємність	Низька	Середня	Висока
Складність виготовлення	Низька	Середня	Висока
Собівартість	Низька	Середня	Висока
Кваліфікація персоналу	Висока	Середня	Низька
Час переналагодження	Максимальний	Середній	Мінімальний
Точність позиціонування	Залежить від персоналу	Середня	Висока

Таким чином, аналіз літературних джерел свідчить, що хоча проблема точності багатоланкових механізмів активно досліджується, питання закономірностей накопичення похибок у багатосекційних паралелограмних системах та умови їх мінімізації залишаються недостатньо розробленими, що потребує подальшого комплексного вивчення з поєднанням теоретичних, чисельних та експериментальних методів.

Постановка проблеми

При реалізації автоматичного дозованого наливу в штучну тару кінцевий замовник часто має справу з переналадженням обладнання. За ідеальних умов, коли автоматична лінія виготовляється для роботи лише з одним різновидом тари, необхідності в переналадці не виникає. Але на практиці такі замовлення в сучасних умовах існування бізнесу в Україні виникають доволі нечасто. Кінцевий замовник технологічного пакувального обладнання, як правило, бажає мати можливість працювати з певним різноманіттям типорозмірів тари, кришки та етикетки. Зазвичай це від 3–5 типорозмірів до більш ніж 20–30 типорозмірів в окремих випадках. Тому при зміні формату тари, яку потрібно наповнювати, в зв'язку з неоднаковими геометричними розмірами самої тари, обслуговуючий персонал має справу з певним переналадженням рис. 1.

Одним із видів механізованого переналадження лінійного положення клапанів з рівномірною зміною кроку, який розглядається у статті і є об'єктом дослідження, є конструкція паралелограмного механізму. Досліджуваний пристрій призначений для синхронного регулювання положення виконавчих вузлів дозуючої системи. Конструктивно він являє собою багатоланкову важільну систему паралелограмного типу, що складається з ряду однакових секцій, з'єднаних шарнірними кінематичними парами. Така схема формує послідовний кінематичний ланцюг, де кожна секція зберігає взаємну орієнтацію ланок під час руху. Це дозволяє приводити систему в дію єдиним приводним елементом, забезпечуючи узгоджену зміну відстані між робочими каретками, що переміщуються вздовж напрямних.

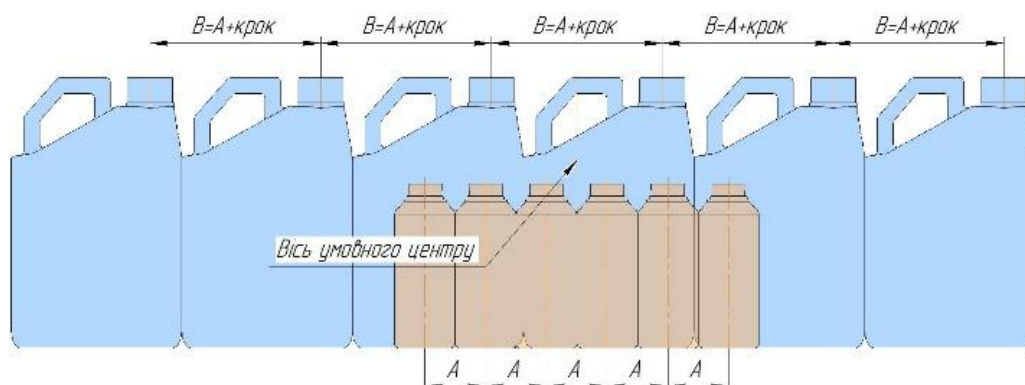


Рис. 1. Схема зміни кроку горловин тари різного типорозміру на позиції одночасного наливу в автоматі розливу лінійного типу

3D механізм рівномірної зміни кроку зображений на рис. 2, а діючий макет механізму регулювання положення із рівномірною зміною кроку 6-ти виконавчих вузлів зображений на рис. 3.

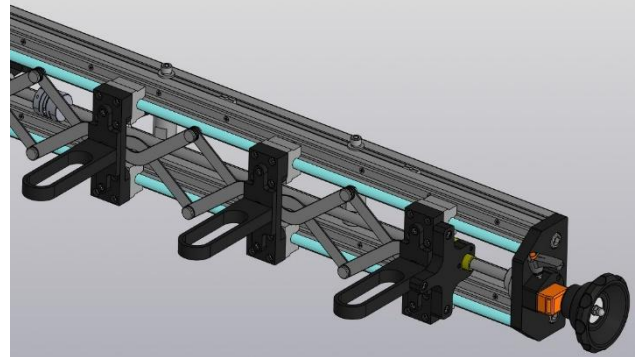


Рис. 2. 3D фрагмент механізму рівномірної зміни кроку паралелограмного типу для 6-ти виконавчих вузлів



Рис. 3. Діючий макет механізму регулювання положення із рівномірною зміною кроку паралелограмного типу для 6-ти виконавчих вузлів

Виходячи з порівняльного аналізу, який наведений у (таблиці 1) можна прийти до логічного висновку, що найбільш перспективним з практичної точки зору, як такий, що має максимальний шанс стати найбільш вживаним в галузі є механізований паралелограмний тип механізму. Він має оптимальне співвідношення наведених вище критеріїв оцінки. Беззаперечною основною перевагою цього механізму є відсутність непропорційного зростання матеріалоемності конструкції при необхідності збільшення кількості одночасно наповнюваних позицій наливу.

Багатосекційні паралелограмні механізми широко застосовуються у пакувальному обладнанні завдяки можливості синхронного регулювання кількох виконавчих вузлів при прийнятній матеріалоемності та собівартості. Однак їх конструктивна особливість – велика кількість шарнірних з'єднань та, як наслідок, велика кількість зазорів в кінематичних ланок – зумовлює поступове накопичення похибок уздовж кінематичного ланцюга. Це негативно впливає на точність позиціонування кареток і, відповідно, на якість дозування та стабільність технологічного процесу.

Таким чином, основним технічним показником, що потребує оптимізації, є точність позиціонування виконавчих механізмів. Вдосконалення цього показника дозволить мінімізувати експлуатаційні похибки та забезпечити максимальну ефективність системи в межах галузі.

Досліджуваний пристрій призначений для синхронного регулювання положення виконавчих вузлів дозуючої системи. Конструктивно він являє собою багатоланкову важільну систему паралелограмного типу, що складається з ряду однакових секцій, з'єднаних шарнірними кінематичними парами. Така схема формує послідовний кінематичний ланцюг, де кожна секція зберігає взаємну орієнтацію ланок під час руху. Це дозволяє приводити систему в дію єдиним приводним елементом, забезпечуючи узгоджену зміну відстані між робочими каретками, що переміщуються вздовж напрямних.

Характерною особливістю цієї багатоважільної конструкції є значна кількість шарнірних з'єднань. У реальних умовах експлуатації в кінематичних парах неминуче виникають зазори, зумовлені технологічними допусками виготовлення та зношуванням поверхонь. Оскільки секції з'єднані послідовно, мікропереміщення ланок накопичуються вздовж ланцюга. У результаті сумарна похибка позиціонування кінцевих кареток може суттєво перевищувати величину зазору в окремому шарнірі та набувати нелінійного характеру залежно від поточної конфігурації системи [3], [10]–[13].

Для попереднього аналізу механізм розглядався як плоский, оскільки всі основні ланки та відповідні пари не мають просторового характеру, а взаємодії відбуваються в одній площині. На основі кінематичної схеми було визначено складові конструкції: кількість рухомих та нерухомих ланок, типи кінематичних пар, а також ступінь свободи системи. Розрахунок показав, що механізм має один ступінь свободи, тобто його рух повністю визначається дією вхідної ланки – комбінованого гвинта. Це означає, що додаткові невраховані ступені свободи, які могли б незалежно впливати на точність позиціонування, відсутні. Таким чином, у номінальному випадку без урахування зазорів механізм забезпечує узгоджене переміщення виконавчих кареток.

Разом з тим, у реальних умовах експлуатації в кінематичних парах неминуче виникають зазори, зумовлені технологічними допусками та зношуванням поверхонь. Оскільки секції з'єднані послідовно, мікропереміщення ланок накопичуються вздовж ланцюга, що призводить до суттєвих похибок позиціонування. Це негативно впливає на точність дозування та стабільність технологічного процесу.

Таким чином, аналіз механізму передачі та підсумовування похибок у шарнірах є критично важливим етапом дослідження, що дозволяє оцінити реальну точність позиціонування виконавчих органів технологічного обладнання.

Будь-який механізм можна розглядати як сукупність нерухомих та рухомих ланок, які утворюють кінематичні пари і кінематичні ланцюги.

Спираючись на класичні основи структурного та кінематичного аналізу машин та механізмів [2], [7], [9], проведемо аналіз по відношенню до існуючої конструкції приводного механізму паралелограмного типу для регулювання положення 6-ти клапанів наливу в тару з рівномірною зміною кроку.

В нашому випадку весь механізм розглядається як плоский, тому що всі основні ланки та відповідні пари не мають просторового характеру, а усі взаємодії при русі відбуваються в одній площині. Зображення усього кінематичного ланцюга механізму приведено на рис. 4.

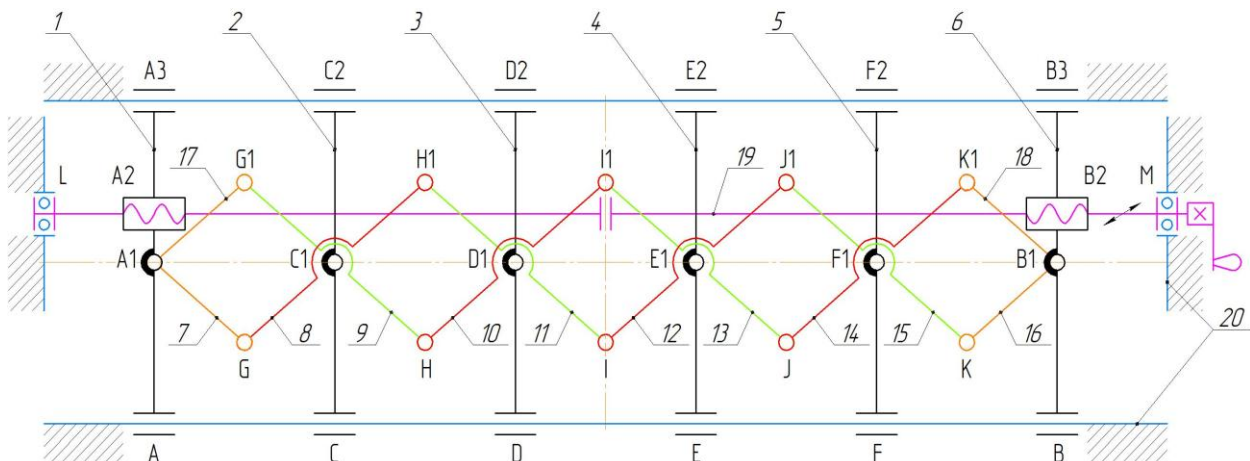


Рис. 4. Кінематична схема паралелограмного механізму

В наведеній кінематичній схемі маємо наступні ланки та кінематичні пари. Каретка 1 входить в циліндричні пари IV класу A та $A3$ з нерухомою основою 20, яка в даному випадку має умовну назву стійка. Також каретка 1 утворює гвинтову пару V класу $A2$ з комбінованим ходовим гвинтом 19, та загальну обертальну пару V класу $A1$ з ланками 7 та 17. Симетрична картина спостерігається на протилежному боці механізму. Там каретка 6 входить в циліндричні пари IV класу B та $B3$ з нерухомою основою-стойкою 20. Також каретка 6 утворює гвинтову пару V класу $B2$ з комбінованим ходовим гвинтом 19, та загальну обертальну пару V класу $B1$ з ланками 16 та 18. Сам комбінований ходовий гвинт 19 окрім відповідних гвинтових пар V класу утворює обертальні пари V класу L та M з основою-стойкою 20.

Ланка 17 утворює обертальну пару V класу $G1$ з ланкою 9. Ланка 7 утворює обертальну пару V класу G з ланкою 8. Багатопозиційні ланки 8 та 9 утворюють з кареткою 2 обертальну пару V класу $C1$. Каретка 2 входить в циліндричні пари IV класу C та $C2$ з нерухомою основою 20. Багатопозиційна ланка 8 утворює з багатопозиційною ланкою 11 обертальну пару V класу $H1$. Багатопозиційна ланка 9 утворює з багатопозиційною ланкою 10 обертальну пару V класу H .

Багатопозиційні ланки 10 та 11 утворюють з кареткою 3 обертальну пару V класу $D1$. Каретка 3 входить в циліндричні пари IV класу D та $D2$ з нерухомою основою 20. Багатопозиційна ланка 10 утворює з багатопозиційною ланкою 13 обертальну пару V класу $I1$. Багатопозиційна ланка 11 утворює з багатопозиційною ланкою 12 обертальну пару V класу I .

Багатопозиційні ланки 12 та 13 утворюють з кареткою 4 обертальну пару V класу $E1$. Каретка 4 входить в циліндричні пари IV класу E та $E2$ з нерухомою основою 20. Багатопозиційна ланка 12 утворює з багатопозиційною ланкою 15 обертальну пару V класу $J1$. Багатопозиційна ланка 13 утворює з багатопозиційною ланкою 14 обертальну пару V класу J .

Багатопозиційні ланки 14 та 15 утворюють з кареткою 5 обертальну пару V класу $F1$. Каретка 5 входить в циліндричні пари IV класу F та $F2$ з нерухомою основою 20. Багатопозиційна ланка 14 утворює з ланкою 18 обертальну пару V класу $K1$. Багатопозиційна ланка 15 утворює з ланкою 16 обертальну пару V класу K .

Каретки 2, 3, 4, 5 своїми кінематичними парами накладають зайві зв'язки на загальну структуру механізму. При цьому вони ніяким чином не впливають і не визначають характер руху механізму в цілому. Тому ці ланки 2, 3, 4, 5 з відповідними циліндричними кінематичними парами $C, C1, D, D1, E, E1, F, F1$ розглядаються як надлишкові. Але вони необхідні в конструкції механізму для забезпечення просторової конструкційної жорсткості, тому що призначені для закріплення в них дозуючих клапанів блоку розливу.

Каретки 1, 2, 3, 4, 5, 6 є по своїй суті є виконавчими елементами.

Таким чином, в результаті структурного аналізу механізму, маємо наступні складові конструкції. Механізм складається з:

- 20-ти обертальних кінематичних пар V класу ($A1, A2, B1, B2, C1, D1, E1, F1, G, G1, H, H1, I, I1, J, J1, K, K1, L, M$);

- 4-ох циліндричних кінематичних пар IV класу ($A, A3, B, B3$);

- 15 рухомих ланок (1, 6–19);

- 1-ї нерухомої ланки-стойки (20).

Кінематична схема механізму включає в себе ланки, які входять більш ніж у дві кінематичні пари та геометрично утворює замкнений контур, тому вважається складною та замкнутою [2], [7].

Нехтуючи надлишковими (пасивними) елементами конструкції визначимо ступінь свободи механізму за формулою:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1)$$

де: W – кількість ступенів свободи механізму; n – кількість рухомих ланок механізму; p_5 – кількість пар V-го класу; p_4 – кількість пар IV-го класу.

Відповідно скориставшись формулою (1) отримуємо значення W ступеня свободи механізму:

$$W = 3n + 2p_5 - p_4 = 1.$$

З проведеного аналізу можна з впевненістю зробити висновок про те, що зайві додаткові невраховані ступені свободи, які можуть незалежно впливати на точність позиціонування – відсутні. Таким чином, для керування визначеним положенням ланок всього механізму із ступенем свободи 1, необхідно задавати визначений рух одній вхідній ланці механізму, якою в нашому випадку є комбінований гвинт 19 (рис. 4). Можливі неточності позиціонування виконавчих ланок механізму (кареток) в даному випадку залежать від інших можливих технічних нюансів конструкції, тому для їх виявлення потрібно проводити подальший аналіз.

Попри наявність окремих досліджень, комплексна методика, яка б поєднувала аналітичні розрахунки, програмне моделювання та експериментальну перевірку, досі відсутня. Недостатньо розробленими залишаються питання кількісної оцінки похибок у багатосекційних системах та визначення умов їх мінімізації.

Таким чином, проблема полягає у необхідності створення науково обґрунтованих методів підвищення точності роботи багатосекційних паралелограмних механізмів, що узгоджується з використаними у дослідженні теоретичними, програмними та експериментальними підходами і забезпечує практичне вдосконалення пакувального обладнання.

Мета та задачі

Мета роботи. Підвищення точності позиціонування багатоланкового шарнірного паралелограмного механізму шляхом виявлення причин накопичення похибок та обґрунтування методів їх компенсації. Досягнення цієї мети забезпечує стабільний крок переміщення виконавчих вузлів пакувальних автоматів і підвищує ефективність технологічного процесу.

Задачі дослідження:

1. Побудова та структурно-кінематичний аналіз багатоланкового шарнірного паралелограмного механізму з урахуванням зазорів у шарнірних кінематичних парах.

2. Розробка математичної моделі та 3D CAD-моделі для теоретичного аналізу точності механізму.

3. Проведення експериментальних досліджень на діючому макеті механізму для верифікації теоретичних результатів.

4. Обґрунтування та апробація методів підвищення точності позиціонування механізму з урахуванням реальних технологічних зазорів у шарнірних з'єднаннях.

Матеріали та методи дослідження

Теоретичні методи. Основну задачу дослідження було сформульовано як визначення можливого відхилення положення виконавчих вузлів приводного механізму при рівномірній зміні кроку. Для аналітичного опису кінематики багатоланкових шарнірних механізмів застосовано метод векторних контурів, який є загальноприйнятим інструментом для побудови математичних моделей складних кінематичних систем [2], [7], [9]. Цей метод дозволяє формалізувати залежності між геометричними параметрами ланок та положенням виконавчих вузлів, а також врахувати вплив зазорів у шарнірних з'єднаннях на точність позиціонування.

Програмне забезпечення. Для аналізу кінематичних особливостей механізму використано метод комп'ютерного моделювання багатоланкових шарнірних систем. Створення комп'ютерної моделі передбачало відображення можливих зазорів у шарнірних з'єднаннях шляхом заміни номінальних розмірів поверхонь на їх граничні значення. Зокрема, у моделях деталей враховували мінімальний зовнішній діаметр пальців шарнірів та максимальний діаметр отворів важелів-ланок. Такий підхід дозволив наблизити модель до реальних умов експлуатації. Моделювання процесу здійснювалося паралельно: на основі 3D-моделей у САД-системі та за допомогою розробленої математичної моделі, що забезпечило можливість порівняння результатів різних методів.

Апаратне забезпечення та умови експерименту. Експериментальні вимірювання проводилися на створеному у масштабі 1:2 діючому макеті реального механізму, який відтворює конструктивні особливості багатосекційного паралелограмного приводу. Для визначення відхилень у положенні кареток застосовувалася штангенциркуль ШЦ-П-300-0,02 ("Мікротех" ТУ У 33.2-30291682-001-2004) [16], що забезпечує необхідну точність вимірювань у межах досліджуваних параметрів. Вимірювання виконувалися при сталих умовах навантаження та температури, що дозволило отримати репрезентативні дані для порівняння з результатами моделювання.

Обробка даних та перевірка адекватності моделей. Отримані експериментальні значення узагальнювалися та порівнювалися з результатами чисельного моделювання. Такий підхід дозволив оцінити відповідність розробленої математичної моделі реальним умовам роботи механізму. Обробка даних здійснювалася у вигляді зіставлення вимірних відхилень із розрахунковими результатами, без застосування розширених статистичних методів, що відповідає характеру дослідження та рівню точності вимірювального інструменту.

Результати дослідження

У результаті чисельного моделювання номінальної кінематичної схеми багатоланкового шарнірного паралелограмного механізму (без урахування зазорів) було підтверджено узгоджене переміщення виконавчих кареток. Розрахункові траєкторії показали рівномірну та синхронну зміну кроку між позиціями наливу, що відповідає теоретичним очікуванням для механізму з одним ступенем свободи.

При моделюванні реальної конструкції з урахуванням граничних розмірів шарнірних пар виявлено накопичення похибок уздовж кінематичного ланцюга. Графіки переміщення каретки №2 показали відхилення координат як уздовж поздовжньої осі симетрії, так і впоперек. Зміна положення від 60 мм до 240 мм супроводжувалася нерівномірними коливаннями, що свідчить про вплив зазорів на точність позиціонування.

Важливо відзначити, що характер накопичення похибок має нелінійний вигляд: відхилення не зростають пропорційно кількості шарнірних пар, а накладаються одне на одне залежно від конфігурації механізму. У результаті максимальні відхилення кінцевих кареток виявилися більшими, ніж проста сума окремих зазорів у шарнірах. Це підтверджує, що похибки мають складний інтегральний ефект, який необхідно враховувати при проектуванні та експлуатації механізму.

Експериментальні вимірювання на діючому макеті механізму у масштабі 1:2 підтвердили результати моделювання. Вимірювання, виконані штангенциркулем "Мікротех", показали відхилення положення кареток, які узгоджуються з розрахунковими даними. Хоча величини похибок у окремих вузлах не перевищували кількох десятків міліметра, їх накопичення уздовж ланцюга призводило до суттєвих відхилень у кінцевих позиціях.

Існуючу кінематичну схему механізму можна назвати теоретичною, тому що при її розгляді приймалось, що всі елементи кінематичних пар за визначенням є геометрично точно виконаними, відсутні зазори в кінематичних парах, розміри усіх ланок не відхиляються від теоретично спроектованих, осі кінематичних пар розташовані так, як це передбачено структурою механізму. В реально побудованому механізмі дійсні його параметри можуть відрізнятися від теоретичних в результаті неточності виготовлення ланок та елементів кінематичних пар. Відхилення дійсних параметрів від

теоретичних носить назву помилки механізму. Врахування усіх можливих похибок реального механізму представляє достатньо складну задачу, тому що це залежить від технології виготовлення деталей механізму, умов складання ланок тощо.

В нашому випадку неточність положення виконавчих вузлів (карок) привідного механізму регулювання положення клапанів наливу в тару з рівномірною зміною кроку була виявлена практичним шляхом. Після виготовлення дослідно-експериментального зразка було виявлено один суттєвий недолік конструкції. При прикладанні незначного зусилля до проміжних карок (від 2-ї до 5-ї) в напрямку їх руху спостерігалось їх зміщення від позиції теоретичного положення. При чому величина зміщення була не однаковою в залежності від положення розведення самих карок. При максимальному розведенні карок похибка була мінімальною та мала найбільше значення при мінімальному розведенні карок від початкового зведеного положення. Вимірювання нерівномірності проміжних положень карок представлені на (рис. 5), виконані за допомогою вимірювального інструменту штангенциркуль ШЦ-II-300-0,02 (“Мікротех” ТУ У 33.2-30291682-001-2004) [16].

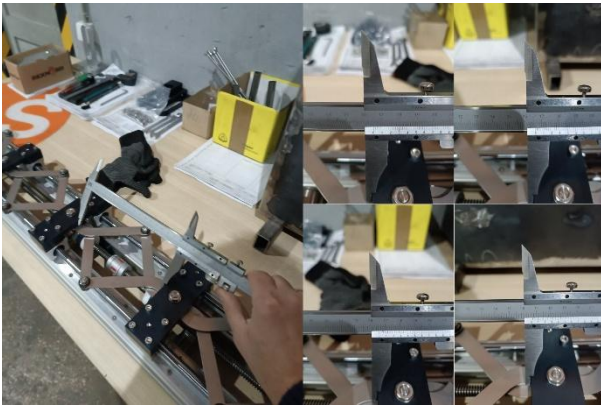


Рис. 5. Вимірювання фактичного кроку для номіналу 166 мм

При розведенні-зведенні механізму без прикладання зовнішніх сил величина розбіжності положення для певного кроку знаходилась в задовільних межах з практичної точки зору призначення механізму. Як видно з рис. 5 максимальне значення умовного кроку між каретками дорівнює 166.4 мм, мінімальне значення дорівнює 165.8 мм. При цьому різниця в цих величинах складає $166.4 - 165.8 = 0,6$ мм, що є цілком прийнятним для призначення механізму в цілому.

Аналогічно, при максимальному значенні умовного кроку між каретками дорівнює 127.2 мм, мінімальне значення дорівнює 125.5 мм. При цьому різниця в цих величинах складає $127.2 - 125.5 = 1.7$ мм, що також є цілком прийнятним для призначення механізму в цілому.

Із отриманих значень можна зробити висновок – розбіжність положень карок механізму має тим більшу величину, чим менше значення має умовний крок

між каретками. Така тенденція зберігалась при повторних вимірюваннях для будь-яких значень кроку, більших чи менших.

Саме цікаве в конструкції можна було спостерігати при розведенні-зведенні механізму з наступним прикладанням незначних зовнішніх сил до будь-якої з проміжних (непривідних) карок (від 2-ї до 5-ї включно) в напрямку їх руху (без різниці в сторону зведення чи в сторону розведення). При цьому величина розбіжності положення для певного кроку непропорційно збільшувалась та виходила за адекватні межі з практичної точки зору призначення механізму. Як визначалось раніше положення 4-ох проміжних карок з 2-ї по 5-ту визначається за рахунок узгодженого руху паралелограмного багатоважільного механізму. Явище “ланцюгового руху” багатоважільного механізму непривідних карок призводило до збільшення похибки невизначеності положень до значень в 10 разів більше за звичайні. Якщо в звичайних умовах отримувалось значення похибки 0.6–1.7 мм, то в штучно змодельованих умовах некерованого впливу ззовні значення похибки на практиці дорівнювало 6–7 мм.

Проаналізувавши технологію виготовлення деталей багатоважільного механізму та конструкції в цілому, можна прийти до висновку-припущення, що явище “ланцюгового руху” спровоковане похибкою виготовлення з’єднання важелів даного вузла. Фрагмент складального креслення механізму переміщення зображено на рис. 6.

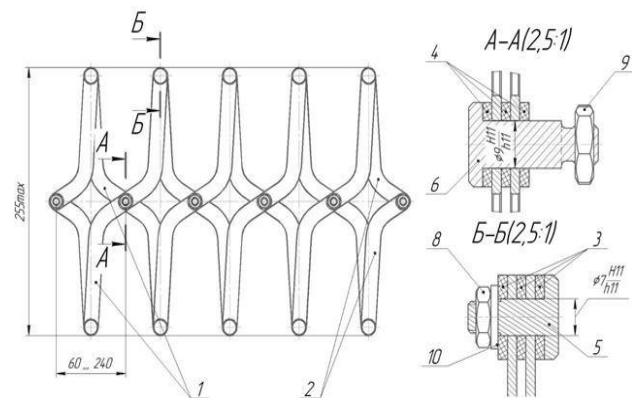


Рис. 6. Фрагмент складального креслення механізму переміщення

В даному механізмі (рис. 6) присутні 16-ть кінематичних шарнірних обертальних пар. Забезпечуючи взаємний обертальний рух, дане з’єднання з практичної точки зору виготовляється з мінімальним технологічно та економічно досяжним зазором згідно посадки вказаної на фрагменті креслення.

Зазор (S) забезпечує можливість відносного переміщення деталей, що з’єднуються. Розрізняють найменші (мінімальні) та найбільші (максимальні) зазори. В нашому випадку нас цікавить величина, яка може створювати найгірші умови експлуатації механізму. Це найбільший (максимальний) зазор в з’єднанні, який розраховуємо за формулою (2) [7]:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei, \quad (2)$$

де S_{\max} – найбільший зазор з'єднання; D_{\max} – найбільший граничний розмір отвору; d_{\min} – найменший граничний розмір валу; ES – верхнє граничне відхилення отвору; ei – нижнє граничне відхилення валу.

В нашому випадку для номінальної величини центральних шарнірних з'єднань, яка дорівнює 9 мм, та для номінальної величини верхніх і нижніх шарнірних з'єднань, яка дорівнює 7 мм, значення граничних відхилень розмірів будуть однакові. Для 11-го квалітету полов відхилень розмірів ця величина складає 90 мкм.

Відповідно скориставшись формулою (2) отримуємо значення найбільшого зазору S_{\max} шарнірних з'єднань усіх обертальних пар механізму:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 0.09 - (-0.09) = 0.18 \text{ мм}.$$

Але, навіть арифметично склавши максимальний імовірний зазор в усіх з'єднаннях можемо тримати максимальну похибку положення кареток: $(0.18 \text{ мм} \times 16 = 2.88 \text{ мм})$. Дана величина істотно відрізняється від аналогічної отриманої на практиці 6...7 мм.

Провівши попередній аналіз конструкції можна прийти до висновку, що ми маємо явище нелінійного накладання зазорів в ланцозі багатоважільного механізму паралелограмного типу, яке потребує поглибленого аналізу та вирішення.

Розв'язання сформованої задачі. Врахування помилок положення, які виникають через зазори у кінематичних парах, є достатньо складним, тому що для вирішення будь-якої задачі необхідно встановити точку дотику елементів пари та визначити в якому напрямку в даному випадку вибирається зазор.

Графічно зобразимо явище зазору в шарнірній обертальній парі механізму рис. 7.

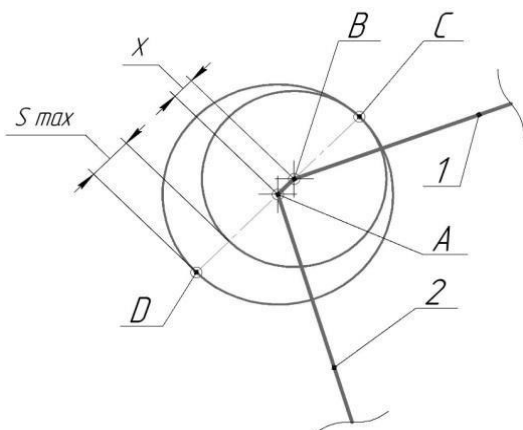


Рис. 7. Кінематична схема явища зазору в обертальній парі

На даному зображенні відтворений імовірний зазор у з'єднанні. Дві ланки 1 та 2 утворюють шарнірну обертальну пару. Центр шарніру (коло меншого діаметру) ланки 1 знаходиться у точці B, центр шарніру (коло більшого діаметру) ланки 2 знаходиться у точці A.

Очевидно, що відсутність порушення кінематичного контакту можлива за умови “обкатування” внутрішньої поверхні шарніру, який утворений отвором у відповідній ланці, по зовнішній поверхні шарніру, який утворений зовнішньою циліндричною поверхнею іншої ланки пари. Точка контакту шарнірів для обох ланок визначена довільним чином та знаходиться у точці C.

В цьому випадку, без умови податливості шарнірів ланок, зазор у з'єднанні відповідає безмасовій ланці AB, довжина якої в свою чергою дорівнює половині максимального зазору у з'єднанні.

$$X = \frac{S_{\max}}{2}, \quad (3)$$

де X – довжина без масової ланки AB; S_{\max} – найбільший зазор з'єднання.

Відповідно скориставшись формулою (3) отримуємо значення X довжини безмасової ланки AB шарнірних з'єднань усіх обертальних пар механізму:

$$X = \frac{S_{\max}}{2} = \frac{0.18}{2} = 0.09 \approx 0.1 \text{ мм}.$$

Основну задачу можна сформулювати наступним чином: необхідно визначити можливе відхилення положення виконавчих вузлів привідного механізму регулювання положення з рівномірною зміною кроку.

Для аналізу кінематичних особливостей механізму було використано метод комп'ютерного моделювання багатоланкових механічних систем.

Створення комп'ютерної моделі виробу. Для моделювання реального відображення можливих існуючих зазорів у шарнірних з'єднаннях необхідно у відповідних моделях деталей, які утворюють такі з'єднання, потрібно відобразити можливі граничні значення поверхонь обертальної кінематичної пари. Тобто, замінити номінальні значення розмірів поверхонь, які використовуються у випадку класичного конструкторського проектування, на їх фактичні граничні значення. В даному випадку це мінімальний зовнішній діаметр пальців шарнірів та максимальний діаметр отворів важелів-ланок.

Мінімальний діаметр пальців шарнірів розраховується за формулою (4).

$$D_{\max} = D + ES, \quad (4)$$

де: D_{\max} – найбільший граничний розмір отвору; D – номінальне значення діаметру отвору; ES – верхнє граничне відхилення отвору.

Відповідно скориставшись формулою (3) отримуємо значення мінімальних діаметрів d_{\min} пальців шарнірних з'єднань усіх обертальних пар механізму:

– для крайніх з'єднань $d\ 7h11$:

$$d_{\min} = d + ei = 7 + (-0.09) = 6.91 \approx 6.9 \text{ мм};$$

– для центральних з'єднань $d\ 9h11$:

$$d_{\min} = d + ei = 9 + (-0.09) = 8.91 \approx 8.9 \text{ мм};$$

Отримані граничні значення діаметрів пальців були закладені у відповідних 3D-моделях.

Відповідно скориставшись формулою (4) отримуємо значення максимальних діаметрів D_{max} отворів важелів-ланок шарнірних з'єднань усіх обертальних пар механізму:

– для крайніх з'єднань $D7H11$:

$$D_{max} = D + ES = 7 + 0.09 = 7.09 \approx 7.1 \text{ мм};$$

– для центральних з'єднань $D9H11$:

$$D_{max} = D + ES = 9 + 0.09 = 9.09 \approx 9.1 \text{ мм};$$

Отримані граничні значення діаметрів отворів важелів-ланок були закладені у відповідних 3D-моделях.

Прямолінійність руху виконавчих вузлів (кареток) привідного механізму регулювання положення клапанів наливу забезпечена використанням купованих лінійних підшипників та відповідних напрямних. Ці підшипники разом із виконавчим елементом утворюють одну суцільну складальну одиницю – “каретку”. Для імітації прямолінійного руху пальців кареток механізму переміщення на самі пальці був накладений додатковий зв'язок – збігу однієї з координатних площин цієї деталі, зображений на рис. 8.

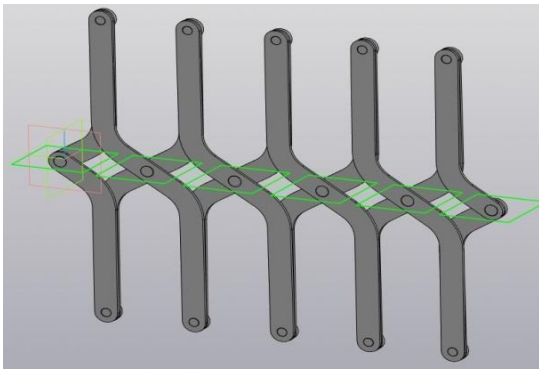


Рис. 8. Зв'язок “збігу” площин для імітації прямолінійного руху пальців кареток

Таким чином, після створення 3D-моделі із застосуванням коректних зв'язків-обмежень, з'явилась можливість відтворення досліджуваного явища “ланцюгового руху” даного механізму.

Положення мінімального та максимального зведення-розведення механізму в нашому випадку можна визначити накладанням зв'язку-обмеження “на відстані” між крайніми привідними каретками механізму. Це значення буде фіксуватись між площинами першого та останнього центральних пальців механізму. Ці площини будуть перпендикулярними до тих, що відображені на рис. 8.

Для інформативності відтворюваної в моделі картини візьмемо для розгляду крайні граничні положення та середнє проміжне. Для крайнього зведеного положення механізму крок між каретками дорівнює 60 мм, відповідно відстань між крайніми каретками буде дорівнювати 300 мм. Для крайнього розведеного положення механізму крок між каретками буде дорівнювати 240 мм, відповідно відстань між крайніми каретками буде дорівнювати 1200 мм. У якості середнього проміжного положення розведення механізму оберемо

значення кроку рівне 150 мм, відповідно відстань між крайніми каретками буде дорівнювати 750 мм.

При заданих значеннях та зв'язках, які імітують реальну можливу картину між ланками механізму, спробуємо змоделювати зміщення пальців проміжних кареток, починаючи з крайньої проміжної. Для цього накладемо на відповідні площини цих пальців додатковий зв'язок “на відстані”. Після чого будемо вручну змінювати значення параметру зв'язку, що буде відповідати значенню кроку до того моменту, поки CAD додаток не сповістить нас про момент виникнення порушення коректності існуючих зв'язків моделі механізму. Таким чином, ми зможемо з дискретністю (точністю) самого додатку наблизитись до максимального зміщеного значення кроку. Різниця між цим значенням і номінальним і буде визначати похибку положення відповідної каретки. Результати моделювання крайнього зведеного положення механізму зображені на рис. 9–10.

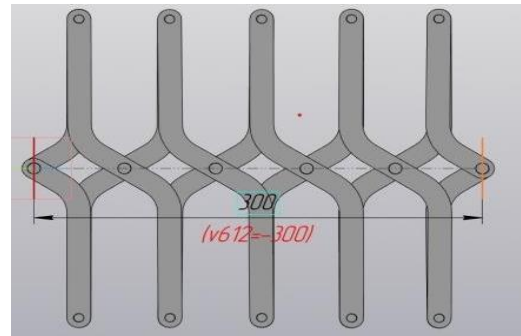


Рис. 9. Фрагмент з CAD-додатку для зведеного положення механізму

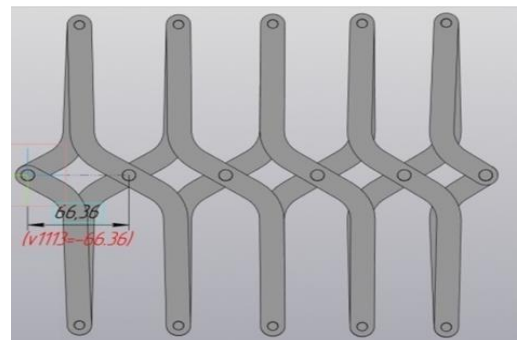


Рис. 10. Фрагмент з CAD-додатку в момент порушення зв'язків

Результати усіх даних вимірів, які були отримані при CAD-моделюванні, зведені до (таблиці 2).

За результатами отриманих даних була сформована стовбчаста діаграма з відповідними маркерами, яка візуалізує похибку положення кареток в залежності від їх порядкової позиції та кроку розведення механізму рис. 11.

На рис. 12 зображений графік результатів чисельного моделювання руху каретки №2 (першої з холостих) за умови зворотньо-поступального руху з мінімального до максимального положення розведення лише останньої приводної каретки №6 за час 10 секунд.

Таблиця 2. Похибка положення кареток механізму

Положення механізму	Крок кареток	Похибка положення відповідної каретки					
		Каретка №1	Каретка №2	Каретка №3	Каретка №4	Каретка №5	Каретка №6
Зведений мінімально	60 мм	0 мм	6.35 мм	9.68 мм	9.86 мм	6.71 мм	0 мм
Проміжне середнє	150 мм	0 мм	2.24 мм	3.26 мм	3.25 мм	2.15 мм	0 мм
Розведений максимально	240 мм	0 мм	0.78 мм	0.87 мм	0.85 мм	0.56 мм	0 мм

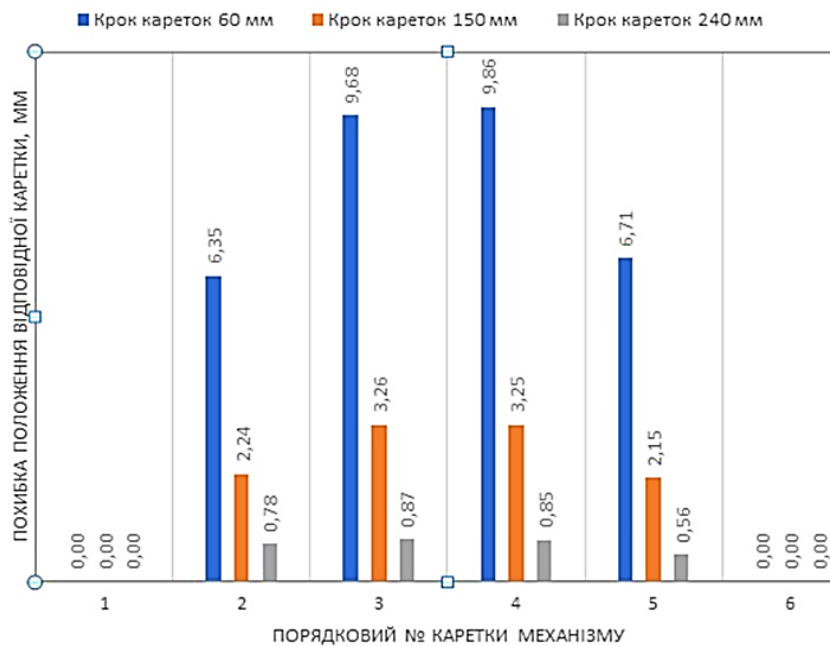


Рис. 11. Діаграма похибок положення кареток 3D моделі механізму

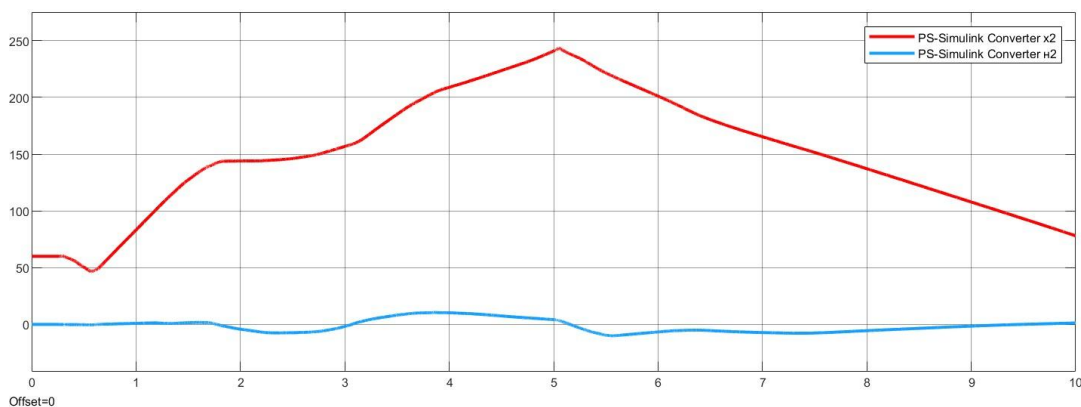


Рис. 12. Графік руху холостої каретки №2

Комп'ютерне моделювання процесу було реалізовано паралельно як на 3D-моделях у CAD-системі, так і з використанням розробленої математичної моделі. Для аналітичного опису кінематики досліджуваного механізму використано метод векторних контурів, що є загальноприйнятим інструментом для побудови математичних моделей багатоланкових систем [7], [9]. У наведеній

графічній закономірності руху червоною лінією відображена зміна координати вздовж поздовжньої осі симетрії механізму від 60 мм до 240 мм (відстань від каретки №1), блакитною лінією відображена зміна координати впоперек поздовжньої осі симетрії.

Комп'ютерне моделювання надало можливість поглибленого аналізу дослідження руху та перевірки

отриманих даних. Порівняльний аналіз результатів розрахунків за математичною моделлю та даних CAD-моделювання показав їх високу збіжність – відхилення знаходяться на рівні 6.4–8.2 %. Така кореляція з аналітичними розрахунками підтверджує адекватність обраного комплексного підходу. Після порівняння ідеальних умов руху механізму з реальними, з отриманих характеристик можна із впевненістю стверджувати про наступне явище.

Нерівномірна зміна значень координат на прикладі закономірності руху каретки №2 підтверджує попередньо сформоване припущення: ми маємо явище нелінійного накладання зазорів в ланцюзі багатоважільного механізму паралелограмного типу. Також дане явище можна у вигляді нерівномірності руху спостерігати при візуальному спостереженні руху центральних точок важелів механізму. Для спрощення візуального сприйняття результатів різних методів дослідження використаємо групову стовбчасту діаграму, рис. 13 з відповідними маркерами для трьох положень механізму – двох крайніх граничних та проміжного середнього.

Із отриманих та порівняних на груповій діаграмі результатів можна спостерігати наступне явище. Похибка положення кареток механізму має тим більше значення, чим на меншу відстань розведений механізм. І навпаки, при максимально розведеному механізмові спостерігаються найменші похибки. Це можна пояснити геометричним кутовим положенням важелів до осі переміщення кареток, рис. 14, де при максимальному розведенні розмірна схема механізму наближується від вираженої кутової до лінійної рис. 15.

Таким чином, можна зробити однозначний висновок. Явище “ланцюгового руху” в паралелограмному механізмі має ярко виражений характер не залеж-

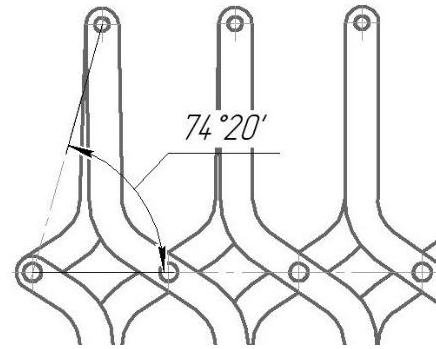


Рис. 14. Кут важелів при найбільшій похибці положення

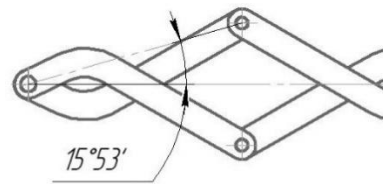


Рис. 15. Кут важелів при найменшій похибці положення

но від застосованого методу аналізу. Характер присутності помилок положення виконавчих вузлів при цьому має однаково-споріднений вигляд в залежності від положення самого механізму і не залежить від застосованого методу аналізу. Числова величина похибок залежить від значення зазору в шарнірних з’єднаннях механізму. Найбільші значення похибок положення присутні при максимально-кутовому положенні важелів та мінімальні при складанні і наближенні важелів до осьової лінії руху кареток.

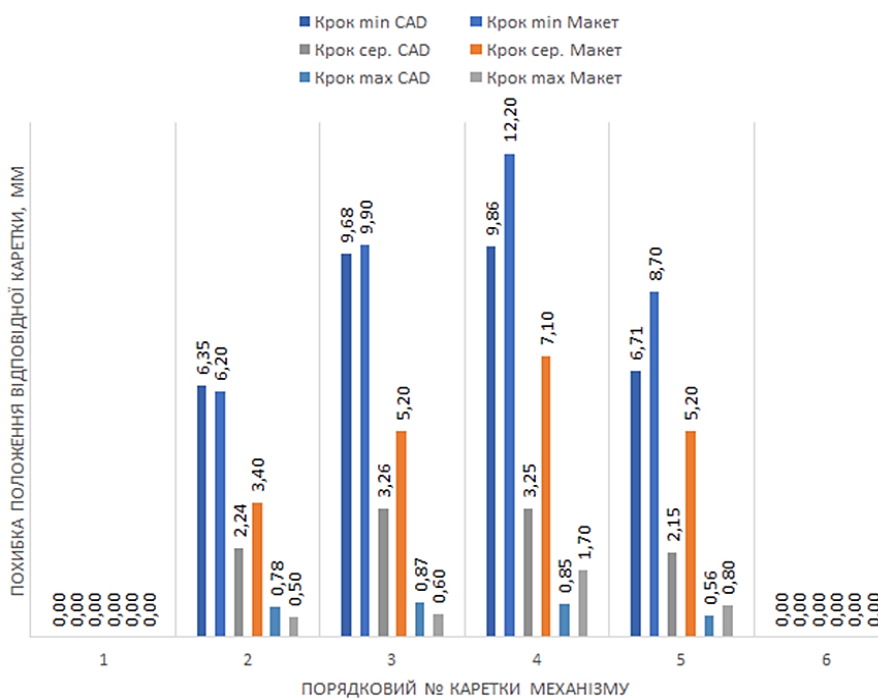


Рис. 13. Порівняльна діаграма похибок положення кареток

Розробка способу поліпшення точності шарнірних з'єднань “ланцюгового руху” багатоважільного паралелограмного механізму. На рис. 16 графічно зображений вигляд кінематичної схеми структурного аналізу реального стану паралелограмного механізму. В результаті структурного аналізу механізму, маємо наступні складові реальної конструкції.

Враховуючи вище наведений аналіз, можна прийти до наступного висновку – в нашому випадку вплинути на реально існуючу ситуацію можна двома способами:

- вплинути на причини виникнення похибок;
- зменшити вплив існуючого негативного прояву похибок.

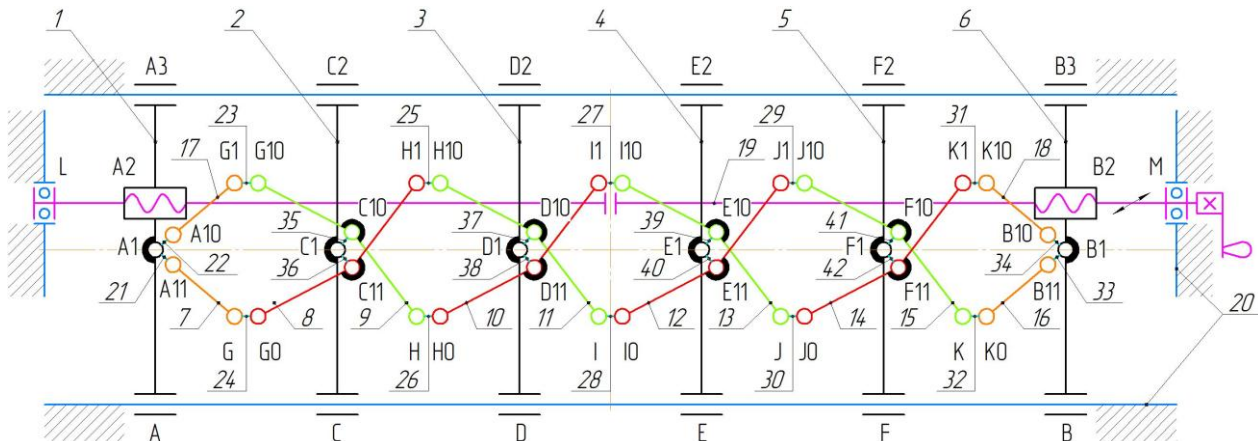


Рис. 16. Кінематична схема структурного аналізу реального стану паралелограмного механізму

Механізм складається з:

- 20-ти обертальних кінематичних пар V класу (A1, A2, B1, B2, C1, D1, E1, F1, G, G1, H, H1, I, I1, J, J1, K, K1, L, M), до яких добавились 22-і аналогічні пари безмасових “засорних” ланок відповідних шарнірів (A10, A11, B10, B11, C10, C11, D10, D11, E10, E11, F10, F11, G0, G10, H0, H10, I0, I10, J0, J10, K0, K10);
- 4-ох циліндричних кінематичних пар IV класу (A, A3, B, B3);
- 15 рухомих ланок (1, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19) до яких добавились 22-і рухомі безмасові “засорні” ланки (21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42);
- 1-ї нерухомої ланки-стойки (20).

Кінематична схема механізму включає в себе ланки, які входять більш ніж у дві кінематичні пари та геометрично утворює замкнений контур, тому вважається складною за замкненою.

Нехтуючи надлишковими (пасивними) елементами конструкції визначимо ступінь свободи механізму та скориставшись формулою (1) отримуємо значення W ступеня свободи механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 23 \quad (5)$$

З проведеного аналізу можна з впевненістю зробити висновок про те, що в реальній конструкції механізму присутні зайві “паразитні” ступені свободи, які можуть впливати на точність позиціонування виконавчих вузлів. Таким чином, при керуванні визначеним положенням ланок всього механізму із надлишковими ступенями свободи, задавши визначений рух одній вхідній ланці механізму, якою в нашому випадку є комбінований гвинт 19, рис. 4.

Як було вище зазначено в ході аналізу, числова величина похибок залежить від значення зазору в шарнірних з'єднаннях механізму, а даний параметр має певні обмеження (потрібно збільшувати квалітет і точність одночасно виникає зростання вартості і трудомісткості деталей). Це технологічні обмеження можливостей підприємства та економічна недоцільність збільшення собівартості виготовлення деталей, які утворюють відповідні кінематичні пари. Тому в нашому випадку перший спосіб впливу на явище “ланцюгового руху” паралелограмного механізму є неперіоритетним. Таким чином зупинимось на зменшенні впливу негативного прояву похибок.

Якщо звернути увагу на рис. 4, можна виявити один спільний конструктивний нюанс роботи механізму. В зведеному і розведеному положенні усі виконавчі вузли (каретки) змінюють своє положення вздовж горизонтальної осі симетрії всього механізму. При цьому абсолютно усі важелі механізму в плоскому просторі описують складний площинно-паралельний рух, який можна описати як поєднання двох рухів: обертальний рух по відношенню до умовної осі, яка є перпендикулярною до площини механізму та поступальний рух, який є паралельним до площини механізму. Але навіть в такому складному взаємному русі усіх складових компонентів є одна спільна риса. В ідеальному розгляді роботи механізму верхні і нижні кінематичні обертальні пари важелів I та II між 3-ю та 4-ю каретками, рис. 4, завжди виконують зворотньо-поступальний рух в площині механізму та завжди знаходяться на вертикальній осі симетрії всього механізму. Цю особливість роботи механізму можна використати в корисних цілях. *Взагалі усі механізми даного призначення в тій, чи*

в іншій реалізації, як правило в пакувальній галузі, мають парне значення виконавчих конструктивних елементів, тому використання цієї специфічної особливості буде зберігати свою актуальність не тільки в цьому конкретному випадку, а і в галузі в цілому. Явище “ланцюгового руху” має лінійний характер розповсюдження вздовж горизонтальної осі симетрії механізму, починається з першої холостої неприводної каретки та поширюється до останньої холостої неприводної каретки. В даному випадку можна спробувати зупинити або стримати його розповсюдження.

Якщо примусово заставити обертальні пари важелів між 3-ю та 4-ю каретками завжди залишатися на вертикальній осі симетрії всього механізму – початково розрахована робота механізму буде залишатися незмінною, а “ланцюговий рух” зупинить свій попередній характер існування та матиме лише орієнтовно половинний характер.

З точки зору теорії структурного аналізу кінематичних схем механізмів для даного випадку доречним буде на вище згадані шарніри накласти додатковий надлишковий зв'язок. Цю задачу можна виконати за допомогою поступальної кінематичної пари V класу. Принцип реалізації даного методу зображений на рис. 17.

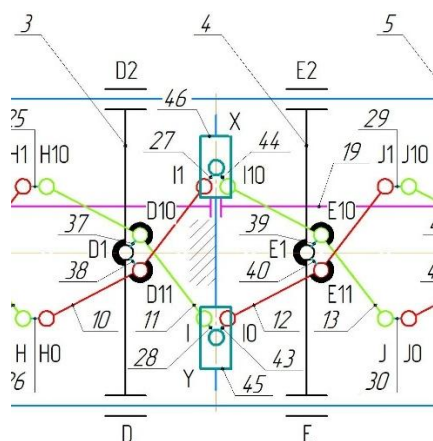


Рис. 17. Фрагмент кінематичної схеми із запропонованим методом “бар’єрного впливу” на “ланцюговий рух” механізму

Наданий відповідним шарнірним обертальним парам пасивний зв'язок у вигляді поступальних пар, ніяким чином не буде впливати на призначення та характер руху усіх елементів механізму. Це також ніяким чином не вплине на ступінь свободи всього механізму. Але даний спосіб потребує наступного аналізу на предмет визначення ступеню впливу на “ланцюговий рух” механізму.

Модельовання запропонованого засобу поліпшення точності шарнірних з’єднань “ланцюгового руху” багатоважільного паралелограмного механізму. Для того, щоб обертальні пари важелів між 3-ю та 4-ю каретками завжди залишалися на вертикальній осі симетрії всього механізму, потрібно забезпечити зворотно-поступальний рух пальців відповідних шарнірних з’єднань вздовж лінії цієї симетрії.

Для створення в CAD системі в цьому місці поступальної кінематичної пари V класу потрібно:

- змінити вільні частини пальців, зробивши їх більш ярко вираженими у вигляді циліндричних штифтів;
- спроектувати в даному перетині деталь з пазом вздовж вертикальної осі симетрії, який в свою чергу буде напрямним для пальців шарнірних з’єднань;
- для виконання умови поступальної пари закріпити можливу деталь на основі механізму для виконання функції “стійки” поз. 20 (рис. 16, 17).

Аналогічне доопрацювання також було виконано для поліпшення з наступним аналізом характеристик макету та зображено на рис. 18.

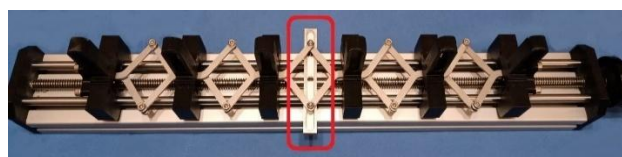


Рис. 18. Доопрацьований макет механізму

Деталь, яка додана до складу макету та забезпечує зворотно-поступальний рух пальців відповідних шарнірних з’єднань вздовж поперечної лінії симетрії механізму має помаранчевий колір, зображена на рис. 19.

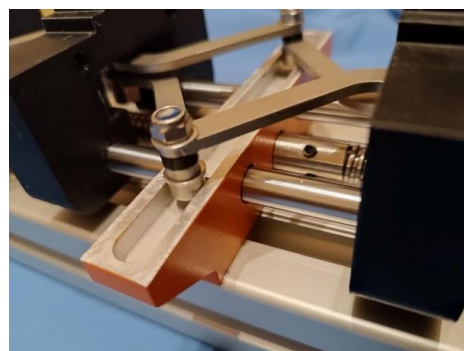


Рис. 19. “Деталь-поліпшення” макету механізму

Порівняння результатів різних способів моделювання. Для виконання даної задачі використаємо створену в CAD додатку комп’ютерну модель робочого проєкту механізму переміщення виконавчих вузлів. До складу даної моделі включимо вже спроектовану деталь-поліпшення “Бар’єрна напрямна” з накладанням відповідних зв’язків.

Деталь в механізмі виконує функцію поступальної кінематичної пари V класу, тим самим забезпечує необхідну умову: обертальні пари важелів між 3-ю та 4-ю каретками завжди залишаються на вертикальній осі симетрії всього механізму. Аналогічним чином, як це було виконано раніше виконаємо дослідження впливу поліпшення на зміну похибки положення виконавчих елементів конструкції. При цьому зупинимось та тих самих положеннях зведення-розведення механізму: мінімальному, максимальному та середньому. Результати усіх даних вимірів, які були отримані при CAD-моделюванні, зведені до (таблиці 3).

Таблиця 3. Похибка положення кареток доопрацьованого механізму

Положення механізму	Крок кареток	Похибка положення відповідної каретки					
		Каретка №1	Каретка №2	Каретка №3	Каретка №4	Каретка №5	Каретка №6
Зведений мінімально	60 мм	0 мм	2.32 мм	1.39 мм	1.4 мм	2.31 мм	0 мм
Проміжне середнє	150 мм	0 мм	0.88 мм	0.52 мм	0.57 мм	0.83 мм	0 мм
Розведений максимально	240 мм	0 мм	0.45 мм	0.18 мм	0.29 мм	0.38 мм	0 мм

За результатами отриманих даних була сформована звичайна стовбчаста діаграма з відповідними маркерами рис. 20.

Яка візуалізує похибку положення кареток в залежності від їх порядкових позицій та відповідного кроку розведення механізму.

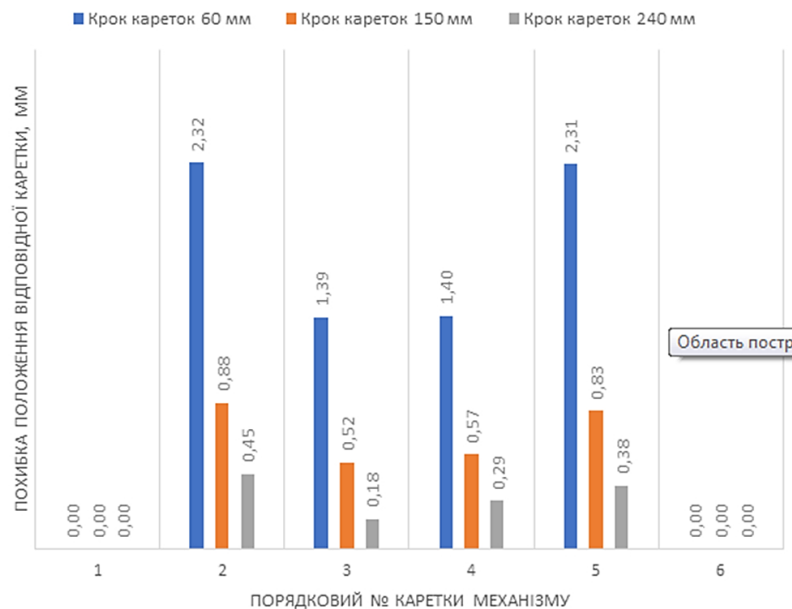


Рис. 20. Діаграма похибок положення моделі доопрацьованого механізму

Дана діаграма наглядним чином візуалізує похибку положення кареток в залежності від їх порядкових позицій та відповідного кроку розведення механізму.

Формулювання результатів поліпшення з доопрацьованого макету виробу. Аналогічні дії по вимірюванню нерівномірностей для різних проміжних положень кареток були проведені з доопрацьованим макетом механізму, який зображений на рис. 18. Були проведені заміри кроку кареток механізму з їх відповідним відхиленням від номінального положення. У якості вимірювального інструменту застосовувався штангенциркуль ШЦ-ІІ-300-0,02 (“Мікротех” ТУ У 33.2-30291682-001-2004). Заміри проводились при мінімальному (початковому), середньому (проміжному) та у крайньому (розведеному) положенні кареток макету механізму, зведені до (таблиці 4) та зображені на рис. 21.

За результатами отриманих даних була сформована стовбчаста діаграма з відповідними маркерами.

Яка візуалізує похибку положення кареток в залежності від їх порядкових позицій та відповідного кроку розведення механізму.

В ході дослідження були отримані результати поліпшення явища “ланцюгового руху” паралелограмного механізму рівномірної зміни кроку виконавчих вузлів. Визначивши двома різними методами зменшене значення похибки можливого положення даних виконавчих вузлів як відхилення від їх ідеального теоретичного положення. Для візуалізації отриманих результатів різних методів дослідження використаємо групову стовбчасту діаграму рис. 22, з відповідними маркерами для трьох положень механізму – двох крайніх граничних та проміжного середнього.

Формулювання закономірності умов використання досліджуваного виробу. Для визначення умов використання досліджуваного механізму порівняємо значенням похибок положення виконавчих вузлів до та

Таблиця 4. Похибка положення кареток макету механізму

Положення механізму	Крок кареток	Похибка положення відповідної каретки					
		Каретка №1	Каретка №2	Каретка №3	Каретка №4	Каретка №5	Каретка №6
Зведений мінімально	40 мм	0 мм	1.3 мм	0.4 мм	0.3 мм	1.4 мм	0 мм
Проміжне середнє	75 мм	0 мм	0.4 мм	0.2 мм	0.2 мм	0.3 мм	0 мм
Розведений максимально	120 мм	0 мм	0.2 мм	0 мм	0.1 мм	0.2 мм	0 мм

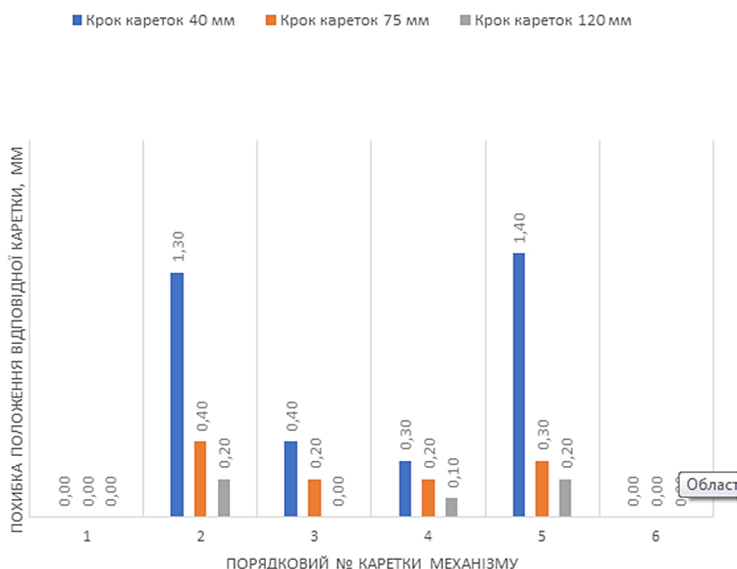


Рис. 21. Діаграма похибок положення моделі доопрацьованого механізму

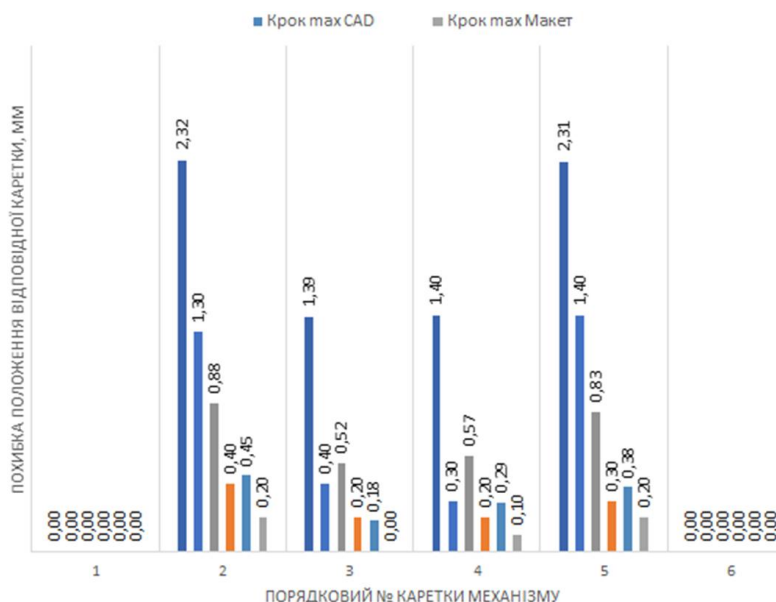


Рис. 22. Порівняльна діаграма зменшеної похибки положення кареток доопрацьованого механізму

після запропонованого доопрацювання. На рис. 23 та рис. 24 наведено порівняльний аналіз до та після запропонованого поліпшення за допомогою загальних діаграм кожного окремого взятого методу дослідження.

Із зображених порівняльних діаграм можна зробити наступний висновок. Запропонований метод

впливу на похибку положення паралелограмного механізму рівномірної зміни кроку виконавчих вузлів перевіреним способом реалізації носить позитивний характер. Це підтверджується всіма способами дослідження даного впливу – як модельно-теоретичним, так і на практиці за допомогою макету моделі механізму. При



Рис. 23. Порівняльна діаграма CAD-дослідження похибок



Рис. 24. Порівняльна діаграма макет-дослідження похибок

цьому порівняльний аналіз надає можливість стверджувати про однаковий характер впливу, який спостерігається між різними дослідженнями.

До застосування запропонованого методу поліпшення похибка кареток механізму мала характер збільшення у напрямку від крайніх проміжних до центральних проміжних положень. Після доопрацювання механізму характер розподілу похибок повністю змінив свій напрям, при цьому похибки стали мінімальними для центральних проміжних положень та збільшились в напрямках від центру до крайніх проміжних кареток.

Також спостерігається цікавий характер непропорційної зміни самих значень похибок. Поліпшення має значення від 2.7...2.9 разів для крайніх проміжних положень до 6.9...7.1 разів для центральних проміжних положень.

Отримані значення прогнозованих похибок надають можливість оцінки їх практичного застосування. До запропонованого доопрацювання робочий проект механізму рівномірної зміни кроку можна було використовувати лише в обмежених умовах. Виконавчі вузли механізму – каретки, використовуються для встановлення в них клапанів наливу рідини в тару, тому критичною обмежувальною величиною їх застосування є значення зазору між внутрішньою стінкою горловини тари та зовнішнім діаметром самого клапану. В деяких випадках значення цього зазору може дорівнювати 2...3 мм, це характерно для тари об'ємом від 0.2 до 0.5 л (інколи до 1 л).

Запропонований метод поліпшення з його практичною реалізацією знімає будь-які практичні обмеження з даного механізму на 6-ть виконавчих вузлів.

Висновки

1. Проаналізовано кінематичну схему багатоважільного паралелограмного механізму. Характерною особливістю механізму є послідовно з'єднані секції зі значною кількістю шарнірних з'єднань. Встановлено, що при наявності в реальних умовах зазорів в шарнірах кінематичних пар, похибки позиціонування накопичуються, а сумарна похибка позиціонування кінцевих кареток може суттєво перевищувати величину зазору в окремому шарнірі та набувати нелінійного характеру залежно від поточної конфігурації системи.

2. Порівняння результатів аналітичного математичного моделювання та геометричного моделювання в CAD-системі виявило високу кореляцію значень (відхилення 6.4–8.2 %). Це підтвердило, що методика аналізу граничних відхилень (через розрив кінематичних зв'язків у CAD) є адекватною для прогнозування поведінки реальних механізмів із зазорами. Результати моделювання підтвердили домінуючу роль зазорів у формуванні загальної похибки механізму через прогресуюче накопичення мікропереміщень у шарнірах. Встановлено нелінійну залежність похибки від кута розкриття секцій.

3. Експериментальні дослідження на фізичному макеті верифікували гіпотезу: максимальні відхилення

виникають на останніх ланках кінематичного ланцюга. Величина похибки позиціонування для п'ятисекційної моделі механізму становить близько 9–12 мм.

4. Запропоновано та виконано конструктивне доопрацювання механізму. Побудована та досліджена кінематична схема доопрацьованого механізму. Проведений теоретичний аналіз та експериментальні дослідження показали підвищення точності позиціонування у 2 рази порівняно з вихідною схемою механізму. Практична реалізація запропонованого методу підвищення точності знімає будь-які обмеження з даного механізму на б-ть виконавчих вузлів.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що вони не мають жодного конфлікту інтересів щодо цього дослідження, включаючи фінансові, особисті, авторські або будь-якого іншого характеру, які могли б вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що не використовували технології штучного інтелекту при створенні даної роботи.

References

- [1] O. V. Olabodi, Packaging equipment of the food industry: traditions and innovations. Domestic and world experience: scientific and auxiliary bibliographic index, Kyiv, Ukraine: National University of Food Technologies, 2020 (in Ukrainian). [Online]. Available: <https://dspace.nuft.edu.ua/items/4d3b078c-46d0-4bc7-993e-b03481aff875>.
- [2] P. Flores and J. Ambrósio, “Revolute joints with clearance in multibody systems”, *Computers & Structures*, Vol. 82, No. 17–19, pp. 1359–1369, 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2004.03.031>.
- [3] P. Flores and H. M. Lankarani, “Numerical Methods in Multibody System Dynamics”, in *Contact Force Models for Multibody Dynamics*, Cham, Switzerland: Springer, 2016, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-30897-5_5.
- [4] T. Zhang, et al., “Dynamic analysis of planar multibody system with a lubricated revolute clearance joint using an improved transition force model”, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9, No. 12, 2017, doi: <https://doi.org/10.1177/1687814017744086>.
- [5] S. Erkaya and I. Uzmay, “Modeling and simulation of joint clearance effects on mechanisms having rigid and flexible links”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 8, pp. 2979–2986, 2014, doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-014-0705-2>.
- [6] Z. Bai, et al., “Numerical and experimental study on dynamics of the planar mechanical system considering two revolute clearance joints”, *International Journal of Mechanical System Dynamics*, Vol. 1, No. 2, pp. 256–266, 2021, doi: <https://doi.org/10.1002/msd2.12022>.
- [7] S. Erkaya and I. Uzmay, “Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism”, *Multibody System Dynamics*, Vol. 24, pp. 81–102, 2010, doi: <https://doi.org/10.1007/s11044-010-9192-0>.
- [8] O. Malla and M. Shanmugavel, “Simplified model to study the kinematics of manipulators with parallelogram linkages”, *Industrial Robot*, Vol. 51, No. 5, pp. 704–714, 2024, doi: <https://doi.org/10.1108/IR-01-2024-0046>.
- [9] X.-J. Liu and J. Wang, “Some New Parallel Mechanisms Containing the Planar Four-Bar Parallelogram”, *International Journal of Robotics Research*, Vol. 22, No. 9, 2003, doi: <https://doi.org/10.1177/02783649030229003>.
- [10] A. Chikezie, “Mathematical Modelling of Displacement of a Slider-Crank Mechanism for a Pick and Place Robot Arm: An Algorithmic Approach”, *Research and Development in Machine Design*, Vol. 8, No. 1, pp. 9–17, Feb. 2025, Version v1. ISSN: 3048-9059, doi: <https://doi.org/10.5281/zenodo.14832647>.
- [11] D. Shang, et al., “Research on the Motion Error Analysis and Compensation Strategy of the Delta Robot”, *Mathematics*, Vol. 7, No. 5, article 411, 2019, doi: <https://doi.org/10.3390/math7050411>.
- [12] P. P. Melnychuk, et al., Mechanical Engineering Technology, Zhytomyr, Ukraine, 2005 (in Ukrainian). [Online]. Available: <http://eztuir.ztu.edu.ua/handle/123456789/6545>.
- [13] O. P. Zakhovaiko, Theory of mechanisms and machines: a course of lectures for students of the specialty “Dynamics and strength of machines”, Kyiv, Ukraine: NTUU “KPI”, 2010 (in Ukrainian). [Online]. Available: <https://mmi-dmm.kpi.ua/images/pdf/personnel/Zakhov/Lectures.pdf>.
- [14] J. J. Uicker, et al., Theory of Machines and Mechanisms, 5th ed. Oxford, UK: Oxford University Press, 2017. [Online]. Available: [https://ftp.idu.ac.id/wp-content/uploads/ebook/tdg/DESIGN%20SISTEM%20DAYA%20GERAK/Theory%20of%20Machines%20and%20Mechanisms%20\(%20PDFDrive%20\).pdf](https://ftp.idu.ac.id/wp-content/uploads/ebook/tdg/DESIGN%20SISTEM%20DAYA%20GERAK/Theory%20of%20Machines%20and%20Mechanisms%20(%20PDFDrive%20).pdf).
- [15] Yu. I. Adamenko et al., Tolerances, fits and technical measurements. Workshop. Part 1: a study guide, Ivano-Frankivsk, Ukraine: Simfonia forte, 2016, (in Ukrainian). [Online]. Available: <https://ela.kpi.ua/items/50e084c8-63b8-4182-9edd-c05183bbf6cd>.

Improving the Positioning Accuracy of a Multi-Link Parallelogram Mechanisms

Heorgii Kanashevych¹ • Oleksandr Kovalenko¹ • Viktor Vasylchenko¹ • Ievgen Khyzhniak¹ • Oleksandr Vasylkivskiy^{1,2}

¹ Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukraine

² MNVK STANCO-GROUP LLC, Cherkasy, Ukraine

Abstract. The object of study is a pantograph mechanism of packaging equipment designed for the synchronous movement of multiple carriages along guides. The mechanism structure consists of serially connected parallelogram sections, where motion is transmitted through a system of hinged joints. The research problem relates to the decrease in carriage positioning accuracy due to clearances in the hinged joints of the multi-link mechanism. In mechanisms with a large number of sections, even minor clearances lead to progressive error accumulation and deviations of the actual carriage position from the calculated one, which is critical for reconfigurable dosing lines. The study investigates the influence of joint clearances on the kinematic characteristics of the pantograph mechanism. A comprehensive approach was applied to analyze accuracy, including: mathematical modeling for analytical kinematic description using the vector loop method; geometric modeling in a CAD system, which allowed for the determination of limiting carriage deviations upon reaching the physical clearance limits in joints; and a full-scale experiment using a physical prototype. It was established that for a five-section mechanism, the maximum positioning deviation is 9–12 mm, caused by the sequential summation of backlashes in the kinematic pairs. The results obtained show that the error magnitude increases non-linearly depending on the section opening angle. A comparison of the mathematical modeling results and the geometric CAD modeling data demonstrated high convergence (with deviations within 6.4–8.2 %). It was established that a symmetrical arrangement of sections relative to the central point of the mechanism provides partial compensation for accumulated errors and allows for a two-fold reduction in the total carriage position deviation compared to a one-sided linkage scheme. A distinctive feature of this study is the comprehensive approach combining analytical methods, numerical modeling, and physical experimentation, which enabled the identification of error accumulation patterns and the justification of conditions for their minimization. The proposed methodology allows for the elimination of accuracy constraints during the design phase for mechanisms containing up to 6 actuating units. The obtained results were used in the analysis of the pantograph mechanism design for packaging equipment and can be applied during the design and modernization of complex multi-link systems where high-precision synchronous movement of multiple working elements is required.

Keywords: hinged joint of a parallelogram mechanism, mechanical engineering, repair technologies, modern materials, mechanized automation, computer modeling, 3D printing, positioning accuracy, kinematic chain.
