

УДК 621.01

КОШЕЛЬ С.О., КОШЕЛЬ Г. В.
Київський національний університет технологій та дизайну

КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАСУ ЗІ ЗМІННИМ ЗА ФОРМОЮ ЗАМКНЕНИМ КОНТУРОМ ТА ТРЬОМА СКЛАДНИМИ ЛАНКАМИ

Мета. Кінематичне дослідження плоских складних механізмів четвертого класу зі змінним за формою замкненим контуром, утвореним шатунами та трьома складними ланками, кожна з яких несе на собі по три елементи кінематичних пар.

Методика. Використано графоаналітичний спосіб кінематичного дослідження плоских механізмів, який базується на визначенні положень особливих точок Ассура та точок, що є миттєвими центрами швидкостей шатунів. Задача розв'язана з використанням основних положень кінематичного дослідження теорії аналізу механізмів курсу теорії механізмів і машин та теорем курсу теоретична механіка про визначення кінематичних параметрів точок твердого тіла, що має плоско-паралельний рух.

Результати. Розглянуто кінематичне дослідження плоского механізму четвертого класу з замкненим контуром, утвореним шатунами та трьома складними ланками та визначено лінійні швидкості точок, що співпадають з центрами кінематичних пар шатунів.

Наукова новизна. Розроблено оригінальну послідовність дій графоаналітичного способу кінематичного аналізу складного плоского механізму четвертого класу з замкненим рухомим контуром, утвореним шатунами та трьома складними ланками, яка дозволила зробити можливим визначення за величиною та напрямком векторів абсолютних швидкостей точок шатунів, що мають плоско-паралельний рух.

Практична значимість. Запропоновано послідовність графоаналітичного дослідження складного плоского механізму, що дозволило зробити можливим виконання кінематичного аналізу механізму четвертого класу зі замкненим контуром, утвореним шатунами та трьома складними ланками, та яка може бути використана для виконання аналогічних досліджень складних механізмів четвертого та вищих класів.

Ключові слова: група Ассура, механізм, кінематичне дослідження, складна ланка.

Вступ. Технологічні процеси сучасних виробництв легкої промисловості обумовлюють певні критерії, за якими повинно удосконалюватись існуюче або проектуватись нове обладнання цієї галузі з метою забезпечення конкурентної здатності устаткування між виробниками технологічних машин. До таких вимог відносяться: підвищення швидкості роботи (збільшення частоти обертання головного валу) технологічного обладнання, збільшення різноманіття функціональних можливостей, підвищення точності взаємодії робочих органів машин, забезпечення складних траєкторій технологічних органів обладнання та наперед заданих законів руху (в деяких випадках для забезпечення виконання технологічного процесу виникає необхідність в одній або двох зупинках певної точки механізму на наперед заданий інтервал часу та в певних заданих положеннях циклу руху машини). Складність законів та рухів робочих органів обладнання, значна швидкість викликають необхідність застосування в структурних та кінематичних схемах механізмів машин шарнірних структурних груп з більшою кількістю ланок.

Переваги, які мають складні плоскі механізми вищих класів по відношенню до інших

привели до їх практичного використання в трикотажних [1], швейних [2], взуттєвих [3] машинах за умови недостатнього структурного, кінематичного та динамічного теоретичного дослідження. Пояснюється таке тим, що визначитись з універсальним способом, наприклад, кінематичного дослідження складних механізмів вищих класів, на нашу думку, неможливо: загально відомі способи дослідження [4] в повному обсязі можна застосовувати тільки до складних плоских механізмів третього класу деяких модифікацій. Спосіб наведений в роботі [5] має значно більші можливості застосування, що пов'язано з одночасним використанням можливостей метода дослідження [4] та положень про миттєві центри, умовні точки твердих тіл, що мають плоско-паралельний рух.

Певна невідповідність між практичним використанням та теоретичними дослідженнями плоских багатоланкових важільних механізмів вищих класів позначилися кількістю публікацій за останні десятиріччя: значна кількість робіт присвячена задачам аналізу таких механізмів. В деяких з них [6] розглянуті питання теорії будови складних механізмів вищих класів, в інших роботах [7] досліджуються питання кінематичного та силового аналізу, зокрема механізмів, що знайшли застосування в технологічному обладнанні легкої промисловості [8]. Актуальними залишаються роботи, в яких розглядаються питання кінематичного дослідження складних плоских механізмів за допомогою нових оригінальних способів аналізу: для дослідження різноманіття механізмів вищих класів необхідно підбирати та виконувати послідовність дій, які викликані використанням декількох способів кінематичного дослідження одночасно.

Постановка завдання. Метою роботи є розробка послідовності дій графоаналітичного способу кінематичного аналізу плоского механізму вищого класу, до складу якого надходить структурна група ланок четвертого класу третього порядку зі змінним за формою контуром та трьома складними ланками.

Результати та їх обговорення. Розглянемо складний плоский шарнірно-важільний механізм (рис. 1) з ступенем вільності $W=1$, що складається з ведучої ланки 1 та інших ведених ланок $2 \div 7$, серед яких ланки $2 \div 5$ – шатуни, 6,7 – коромисла. Початковий механізм (ланки 0,1) та група Ассура четвертого класу третього порядку, до складу якої надходить сукупність шістьох ланок $2 \div 7$ разом з дев'ятьма кінематичними парами п'ятого класу (А, В, С, D, К, Е, М, N, L) утворюють механізм четвертого класу з одним ведучим кривошипом, формула будови якого має вигляд: $1\text{клас}(ланки0,1) \rightarrow 4\text{клас } 3\text{порядок}(ланки2 \div 7)$.

Структурною особливістю механізму є наявність змінного за формою замкненого контуру В, Е, М, К, який утворений чотирма шатунами $2 \div 5$, три з яких мають вигляд складних ланок 2, 3, 4, тому використати властивість механізмів вищих класів змінювати клас при умовній зміні початкового механізму [9] для даного механізму не вдається: для інших варіантів можливих початкових механізмів (ланки 0, 6 або 0, 7) формули будов механізму набувають вигляду механізму, що досліджується з іншою рухомою ланкою початкового механізму 6 або 7.

Для кінематичного дослідження механізму використовуємо наступні параметри: кутова швидкість ланки 1 ($\omega_1 = \text{const}$, с^{-1}), масштаб довжин кінематичної схеми механізму (К1, м/мм).

Задачу визначення кінематичних параметрів точок механізму четвертого класу розв'язуємо з використанням основних положень теорії кінематичного аналізу механізмів

точка S_4 визначається перетином напрямку, який задається особливою точкою S_3 та точкою, що збігається з центром кінематичної пари E (утворена шатунами 3, 4) та осью ліній ланки NL .

Складаємо системи векторних рівнянь, які дозволяють визначити за величиною та напрямком вектори абсолютних швидкостей точок S_3, S_4 :

$$\begin{cases} \vec{V}_{S3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{S3;C} = \vec{V}_D + \vec{V}_{C;D} + \vec{V}_{S3;C}, \\ \vec{V}_{S3} = \vec{V}_B + \vec{V}_{S3;B} = \vec{V}_A + \vec{V}_{B;A} + \vec{V}_{S3;B}. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \vec{V}_{S4} = \vec{V}_E + \vec{V}_{S4;E} = \vec{V}_{S3} + \vec{V}_{E;S3} + \vec{V}_{S4;E}, \\ \vec{V}_{S4} = \vec{V}_N + \vec{V}_{S4;N} = \vec{V}_L + \vec{V}_{N;L} + \vec{V}_{S4;N}, \end{cases} \quad (2)$$

$$\vec{V}_{C;D} \perp S_3D, \vec{V}_{S3;C} \perp S_3D, \vec{V}_{B;A} \perp S_3A, \vec{V}_{S3;B} \perp S_3A,$$

$$\vec{V}_{E;S3} \perp S_4S_3, \vec{V}_{S4;E} \perp S_4S_3, \vec{V}_{N;L} \perp S_4L, \vec{V}_{S4;N} \perp S_4L.$$

На плані швидкостей визначаємо дійсні положення точок « s_3 » та « s_4 », як точок попарного перетину напрямків, що проведені, відповідно, перпендикулярно до відрізків S_3D, S_3A та S_4S_3, S_4L .

За визначеними векторами дійсних абсолютних швидкостей двох точок S_3, S_4 , що умовно належать до двох різних базисних ланок 3, 4 дослідити абсолютні швидкості інших точок ланок загальноприйнятим способом неможливо. Пов'язано таке з структурними особливостями групи Ассура четвертого класу зі змінним за формою замкненим контуром: кінематична пара M утворена шатуном 4 та іншим шатуном 5, рух якого є невизначеним, тому знайти швидкість точки M обравши за полюс точку S_4 не можна. З іншого боку неможливо визначитись з абсолютними векторами швидкостей точок B, C, N, E , що співпадають з центрами внутрішніх кінематичних пар групи: системи векторних рівнянь, які можна скласти для таких точок за умови обрання за полюс тих чи інших точок, абсолютні швидкості яких визначено, не мають однозначного графічного розв'язку. Так, наприклад, система векторних рівнянь, яка може бути складена для точки B , за умови обрання точок A та S_3 полюсними, має графічне розв'язання в вигляді двох паралельних ліній, що перетинаються в вигляді накладання однієї лінії на іншу.

Пропонуємо наступну послідовність кінематичного аналізу з використанням положень про М.Ц.Ш. для ланок, які мають плоскопаралельний рух, що дозволяє зробити можливим виконання дослідження механізму четвертого класу.

На плані швидкостей задаємося довільною довжиною вектора \vec{P}_{C1} швидкості точки C за напрямком, який обумовлений належністю точки до коромисла CD . Робимо паралельний перенос векторів швидкостей \vec{V}_C, \vec{V}_{S3} точок C та S_3 на план положення механізму зі збереженням їх довжини. За умови паралельності векторів \vec{V}_C, \vec{V}_{S3} визначаємо можливе положення М.Ц.Ш. ланки 3 (точка P_3^1) на продовженні осьової лінії ланки CD ($CD \perp \vec{V}_C, CD \perp \vec{V}_{S3}$). Аналогічно, на лінії NL (лінії можливих положень М.Ц.Ш. ланки 4) визначаємо відповідне можливе положення точки P_4^1 , як точки перетину з напрямком P_3^1E ($P_3^1E \perp \vec{V}_E$).

За дійсними величинами швидкостей \vec{V}_{S3} , \vec{V}_{S4} та отриманими можливими положеннями М.Ц.Ш. ланок 3, 4 розраховуємо величини можливих миттєвих кутових швидкостей ω_3 , ω_4 шатунів 3, 4:

$$\omega_3 = \frac{V_{S3}}{P_3^1 S_3} = \frac{P_{S3} \cdot K_V}{P_3^1 S_3}, \quad \omega_4 = \frac{V_{S4}}{P_4^1 S_4} = \frac{P_{S4} \cdot K_V}{P_4^1 S_4}, \quad c^{-1}, \quad (3)$$

де відрізки $P_3^1 S_3$, $P_4^1 S_4$ та P_{S3} , P_{S4} - відповідно, відстані на планах положення механізму (м) та швидкостей (мм);

K_V – масштаб плану швидкостей.

За напрямком кутові швидкості обумовлені напрямком лінійних швидкостей по відношенню до М.Ц.Ш. За теоремою теоретичної механіки про М.Ц.Ш. розраховуємо можливі величини швидкостей точок М, В, які належать до двох різних шатунів 5, 2:

$$V_M = \omega_4 \cdot (P_4^1 M \cdot K_1), \quad V_B = \omega_3 \cdot (P_3^1 B \cdot K_1), \quad m/c, \quad (4)$$

а їх напрямки визначаємо за напрямками кутових швидкостей ланок 4, 3 з кінематичної схеми механізму: $\vec{V}_M \perp P_4^1 M$, $\vec{V}_B \perp P_3^1 B$.

На плані швидкостей знаходимо положення точок « m_1 », « b_1 », як кінцевих точок векторів швидкостей \vec{V}_M , \vec{V}_B відкладених в певному масштабі K_V плану.

Визначаємо вектор \vec{P}_{k1} можливої швидкості точки К шатуна 2 на плані швидкостей, для чого графічно розв'язуємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{V}_K = \vec{V}_B + \vec{V}_{K;B}, \\ \vec{V}_K = \vec{V}_M + \vec{V}_{K;M}, \end{cases} \quad (5)$$

де $\vec{V}_{K;B} \perp KB$, $\vec{V}_{K;M} \perp KM$.

Робимо паралельний перенос векторів \vec{P}_{k1} та \vec{P}_{b1} з плану швидкостей в відповідні точки плану положення механізму та за їх напрямками визначаємо положення точки P_2^1 (можливе положення М.Ц.Ш. шатуна 2) – точки перетину перпендикулярів до векторів \vec{P}_{k1} та \vec{P}_{b1} , які побудовано з точок їх прикладання на плані положення.

Виникає протиріччя: знайдене можливе положення М.Ц.Ш. ланки 2 не відповідає напрямку дійсного вектора швидкості третьої точки складної ланки 2 – точки А, яка співпадає з центром кінематичної пари, що утворена кривошипом 1 та шатуном 2 механізму, тому положення точки P_2^1 - хибне положення М.Ц.Ш. ланки 2.

Звертаємо увагу на те, що сама можливість визначення положення М.Ц.Ш. шатуна 2 такою послідовністю дій є особливістю характерною для складного механізму вищого класу з наявністю змінного за формою замкнутого контуру, що утворений в нашому випадку чотирма шатунами, три з яких мають вигляд складної ланки. По суті, починаючи розв'язання задачі з умови довільно обраного за величиною вектора швидкості точки «С» була умовно змінена ведуча ланка механізму з кривошипа 1 на коромисло 6, але при цьому незмінними залишились структурні утворення механізму, які відповідають формулі будови механізму,

що досліджується.

Взаємозалежність рухів точок структурної групи Ассура, наявність замкненого контуру В, К, М, Е та складних ланок 2, 3, 4 дозволили виконати графічні дослідження з одночасною перевіркою достовірності отриманих результатів.

На рис. 1 наведені кінематична схема механізму четвертого класу, що досліджується та план швидкостей, на якому виконано графічні побудови для ще двох довільно обраних величин швидкостей точки «С», знайдено лінію хибних можливих положень М.Ц.Ш. шатуна 2 та визначено дійсне положення М.Ц.Ш. цієї ланки, як точки P_2 перетину лінії за напрямком $P_2^1 P_3^1$ з лінією OA – лінією дійсних можливих положень М.Ц.Ш. ланки 2 ($OA \perp \vec{V}_A$). Аналіз виконаного графічного дослідження дозволяє стверджувати, що для отримання лінії хибних можливих положень М.Ц.Ш. шатуна 2 достатнім було б виконати дві спроби визначення хибних положень М.Ц.Ш. ланки 2, за якими можна побудувати пряму лінію можливих помилкових положень М.Ц.Ш.

За величиною швидкості \vec{V}_A з урахуванням дійсного положення точки P_2 визначаємо величину миттєвої кутової швидкості ω_2 ланки 2 та розраховуємо швидкості точок В та К шатуна 2:

$$V_B = \frac{\omega_1 \cdot OA}{P_2 A} \cdot P_2 B \cdot K1, \quad V_K = \frac{\omega_1 \cdot OA}{P_2 A} \cdot P_2 K \cdot K1, \quad \text{м/с}, \quad (6)$$

де $OA, P_2 A, P_2 B, P_2 K$ – відрізки з плану положення механізму, мм.

Напрямки векторів швидкостей визначаємо з кінематичної схеми механізму: $\vec{V}_B \perp P_2 B, \vec{V}_K \perp P_2 K$.

Визначаємо дійсне положення точки P_3 - М.Ц.Ш. шатуна 3, як точки перетину перпендикулярів до векторів швидкостей \vec{V}_B, \vec{V}_C , які проведені на плані положення механізму, відповідно, через точки В та С.

За величиною швидкості \vec{V}_B робимо розрахунок величини кутової швидкості ω_3 ланки 3 та обчислюємо швидкості точок С, Е:

$$V_C = \frac{V_B}{P_3 B} \cdot P_3 C, \quad V_E = \frac{V_B}{P_3 B} \cdot P_3 E, \quad \text{м/с}, \quad (7)$$

а за напрямком: $\vec{V}_C \perp P_3 C, \vec{V}_E \perp P_3 E$ з урахуванням напрямку ω_3 .

Аналогічні дії повторюємо для складної ланки 4: положення точки P_4 - М.Ц.Ш. шатуна 4 знаходимо на перетині перпендикулярів до векторів швидкостей \vec{V}_E та \vec{V}_N (на перетині ліній $P_3 E$ та NL на плані положення механізму), що дозволяє визначити миттєву кутову швидкість ланки 4 за величиною і напрямком та розрахувати лінійні швидкості точок N, М за величиною, а напрямком векторів обумовлений миттєвим обертальним рухом шатуна 4 навколо М.Ц.Ш. ланки 4.

Висновки. Розроблено оригінальну послідовність дій для графоаналітичного способу кінематичного аналізу плоского механізму четвертого класу, яка дозволила зробити можливим визначення за величиною та напрямком векторів абсолютних швидкостей точок шатунів, що утворюють змінний за формою замкнений контур.

Список використаної літератури

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикоотажных машин / В.Н. Гарбарук – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Сункуев Б.С. Расчет и конструирование исполнительных механизмов машин: Учебное пособие для студентов вузов по специальности “Машины и аппараты текстильной, легкой промышленности и бытового обслуживания”. – Витебск: ВГТУ, 2003.-115 с.
3. Сторожев В. В. Машины и аппараты легкой промышленности / В. В. Сторожев – М.: Издательский центр «Академия», 2010. - 400 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Наука, 1988 – 640 с.
5. Кошель С. А. Определение ускорений точек сложных плоских механизмов графоаналитическим способом / Кошель С. А., Кошель А. В. - // Вестник ВГТУ. - Витебск – 2015 Выпуск 29, С. 55-62.
6. Кикин А.Б. Аналитико-оптимизационный синтез шестизвенного механизма с выстоем / А.Б. Кикин, Э.Е. Пейсах// Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2008. – № 5. – С. 79-83.
7. Дворников Л.Т. Исследование кинематики и кинетостатики плоской шарнирной шестизвенной группы Ассура с четырехугольным замкнутым изменяемым контуром/ Л.Т. Дворников, С.П. Стариков // Известия ВУЗов, «Машиностроение». – 2008. – №4. – С. 3 – 10.
8. Гебель Е. С. Моделирование кинематики механизма игл основывальной машины / Е. С. Гебель, Е. В. Солонин // Сборник материалов X междунар. научно-практ. конф. «Теоретические знания в практические дела»: в 2 ч. – Омск.: Филиал ГОУ ВПО «РосЗИТЛП» в г. Омске, 2009. Ч. 2. – С. 211 – 215.
9. Кошель С. О. Структурний аналіз плоских механізмів третього класу / Кошель С. О., Кошель Г. В. - // К.: Вісник КНУТД. - 2013 – № 2, с. 26-34.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАССА С ИЗМЕНЯЕМЫМ ПО ФОРМЕ ЗАМКНУТЫМ КОНТУРОМ И ТРЕМЯ СЛОЖНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

КОШЕЛЬ С.А., КОШЕЛЬ А.В.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Кинематическое исследование плоских сложных механизмов четвертого класса с изменяемым по форме замкнутым контуром образованным шатунами и тремя сложными звеньями, каждое из которых несет на себе по три элемента кинематических пар.

Методика. Использован графоаналитический способ кинематического исследования плоских механизмов, который базируется на определении положений особых точек Ассура и точек, которые являются мгновенными центрами скоростей шатунов. Задача решена с использованием основных положений кинематического исследования теории анализа механизмов курса теории механизмов и машин и теорем курса теоретической механики о определении кинематических параметров точек твердого тела, которое совершает плоско-параллельное движение.

Результаты. Рассмотрено кинематическое исследование плоского механизма четвертого класса с замкнутым контуром образованным шатунами и тремя сложными звеньями и определены линейные скорости точек, которые совпадают с центрами

кінематических пар шатунов по величині і напрямленню.

Научная новизна. Разработана оригинальная последовательность действий для графоаналитического способа кинематического анализа сложного плоского механизма четвертого класса с замкнутым подвижным контуром, образованным шатунами и тремя сложными звеньями, которая сделала возможным выполнить определение по величине и направлению векторов абсолютных скоростей точек шатунов, которые совершают плоско-параллельные движения.

Практическая значимость. Предлагаемая последовательность графоаналитического кинематического исследования сложного плоского механизма позволила сделать возможным выполнение кинематического анализа механизма четвертого класса с замкнутым контуром, образованным шатунами и тремя сложными звеньями и может быть использована для выполнения аналогичных исследований сложных механизмов четвертого и выше классов.

Ключевые слова: *группа Ассур, механизм, кинематическое исследование, сложное звено.*

STUDY OF KINEMATICAL OF FOURTH CLASS FLAT MECHANISMS WHICH HAVE GEOMETRIC CHANGES OF CLOSED-LOOP AND THREE COMPLEX LINKS

KOSHEL S., KOSHEL A.

Kiev National University of Technologies and Design

Purpose. Study of kinematic planar complex mechanisms fourth class variable closed loop shape formed by the three links and complicated units, each of which carries a three element kinematic pairs.

Methodology. Method was used of graphic-analytical kinematic study of flat mechanisms, which is based on the determination of the provisions of the singular points of the Assur and points of instantaneous velocity of the centre of rods. . The problem is solved with the use of the main provisions of study of the kinematic mechanisms and theorems of theoretical mechanics of determining the kinematic parameters of the solid points of the body, which makes the plane-parallel movement.

Findings. Considered the kinematic study of flat mechanisms of the fourth class with closed loop formed by the rods and three complex units and determine the vector of linear speed of points, which coincide with the centers of the kinematic pairs of rods in magnitude and direction.

Originality. An original sequence of actions for the graphic-analytical method for kinematic analysis of planar complex mechanism of the fourth class with the closed mobile circuit formed by three rods and complex units, which made it possible to perform the determination of the magnitude and direction of vectors of absolute velocities of rods points that make plane-parallel movement.

Practical value The proposed sequence of the study allowed us to make it possible to perform a kinematic analysis of the mechanism of the fourth class with the closed loop and can be used to perform similar studies the complex mechanisms of the fourth and higher grades.

Keywords: *Assur group, mechanism, the kinematic study, complicated link.*