

АНАЛІЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ ВИЩИХ КЛАСІВ З РУХОМИМ ЗАМКНЕНИМ КОНТУРОМ

Складні багатоланкові плоскі механізми все частіше застосовуються в технологічному обладнанні легкої промисловості. Відсутність універсального способу кінематичного дослідження таких механізмів дозволяє стверджувати про актуальність робіт з кінематичного аналізу багатоланкових механізмів. Розроблено послідовність дій для кінематичного дослідження швидкостей точок ланок складного плоского механізму четвертого класу графоаналітичним способом, що базується на положеннях курсу теоретичної механіки про миттєвий центр швидкостей ланок механізму, що мають плоскопаралельний рух. Визначено вектори швидкостей точок ланок групи Ассур четвертого класу третього порядку складного плоского механізму графоаналітичним методом, в якому умовно змінено початковий механізм, що призвело до зменшення класу механізму та дозволило виконати його дослідження.

Ключові слова: механізм; кінематичне дослідження; вектор швидкості; план швидкостей.

S.O. KOSHEL, A.V. KOSHEL

Kiev National University of Technologies and Design, Kyiv, Ukraine

ANALYSIS OF FLAT MECHANISMS WITH CLOSED CIRCUIT OF UPPER CLASSES WITH THE MOVEMENT

Complex planar mechanisms are increasingly being used in the process equipment of light industry. The lack of a universal method of kinematic research of these mechanisms allows us to assert the relevance of work on the kinematic analysis of multilink mechanisms. Purpose of the work is development sequence of actions for kinetic research velocities of the points of the planar links complex mechanism of graphic-analytical method that is based on the provisions of the course theoretical mechanics about instantaneous velocity center links of the mechanism, which have plane-parallel motion. Analyzed the velocity vectors of the points of the links of group Assur fourth class of third-order complex planar mechanism graphic-analytical method, which provisionally amended the initial mechanism that has led to a reduction class of mechanism and allowed to perform his research.

Keywords: mechanism, kinematic research, the velocity vector, plan of the velocity vectors.

Вступ

Вдосконалення існуючого технологічного обладнання легкої промисловості та проектування нових машин пов'язано з досконалістю методів аналізу структурних груп ланок плоских механізмів, з яких останні складаються. Найбільш розробленими є методи дослідження діад або двоповодкових груп.

Знайдені та достатньо відомі методи аналізу структурних груп, до яких надходить чотири ланки, що утворюють групи 3 класу 3 порядку або 4 класу 2 порядку, на основі яких можна структурно синтезувати механізми відповідного класу.

Структурні групи, до складу яких надходять шість ланок з одного боку вже використовуються або мають значні перспективи застосування в механізмах технологічного обладнання легкої промисловості, з іншого – не мають загальновідомих методів кінематичного та динамічного досліджень. Пов'язано таке з різноманіттям структурних груп, які можуть бути утворені шістьма ланками та дев'ятьма кінематичними парами.

Недостатня розробка способів аналізу таких структурних груп є фактором стримування їх використання в технологічному обладнанні.

Постановка завдання

Розробити послідовність дій для кінематичного дослідження швидкостей точок, що співпадають з геометричними центрами кінематичних пар структурної групи четвертого класу третього порядку з рухомим замкненим контуром, утвореним шатунами та двома складними ланками, що базуються на положеннях курсу теорія механізмів і машин про властивість механізмів вищих класів змінювати клас в залежності від умовно обраного іншого можливого початкового механізму, що надходить до складу ведених структурних груп ланок механізму та положень курсу теоретична механіка про миттєвий центр швидкостей (МЦШ).

Аналіз досліджень та публікацій

Значна кількість публікацій останніх десятиріч присвячена практичному використанню та питанням теоретичного дослідження структурних, кінематичних та динамічних параметрів плоских складних механізмів четвертого та вище класів. Застосування багатоланкових структурних груп ланок в певних механізмах захищено патентами на корисну модель [1–3]. Питанням теоретичного аналізу механізмів вищого класу присвячується ряд робіт [5–7], зокрема механізмів обладнання легкої промисловості [8, 9].

Задачі кінематичного дослідження складних плоских механізмів залишаються актуальними тому, що в кожному конкретному випадку дослідження механізму вищого класу необхідно підбирати та виконувати оригінальну послідовність дій, яка викликана одночасним застосуванням декількох способів кінематичного аналізу, а універсального способу дослідження різноманіття таких складних механізмів четвертого та вище класів не існує.

Формулювання цілей

Визначити швидкість точок складного плоского механізму, що співпадають з геометричними центрами кінематичних пар структурної групи четвертого класу третього порядку з рухомих замкненим контуром, утвореним шатунами та двома складними ланками.

Результати та їх обговорення

Розглянемо складний плоский шарнірно-важільний механізм четвертого класу (рис. 1), що складається з ведучої ланки 1, яка з'єднана зі стояком 0 та інших ведених ланок $2 \div 7$, серед яких ланки $2 \div 5$ – шатуни, 6, 7 – коромисла. Початковий механізм (ланки 0, 1) разом з групою Ассура четвертого класу третього порядку, до складу якої надходить сукупність шістьох ланок $2 \div 7$ ($n=6$) разом з дев'ятьма кінематичними парами п'ятого класу $A, B, C, D, E, L, K, M, N$ ($p_5=9$) утворюють механізм четвертого класу з ступенем вільності одиниця за формулою Чебишева: $W=3n-2p_5-p_4$, тобто утворюють механізм з одним ведучим кривошипом. Формула будови складного механізму, що досліджується має вигляд:

1 клас (ланки 0,1) → 4 клас 3 порядок (ланки $2 \div 7$).

Структурною особливістю механізму є наявність змінного за формою замкненого контуру B, C, D, E , який утворений чотирма шатунами BD, BC, DE, EC , два з яких BD та CE розташовані один напроти іншого та мають вигляд складних ланок (шатун 2 утворює з іншими ланками 3 кінематичні пари, а шатун 5 несе на собі чотири елементи кінематичних пар). Виконати кінематичний аналіз механізму з застосуванням відомих методів дослідження складних механізмів третього класу графоаналітичним способом не виявляється можливим. Пов'язано таке з тим, що до шатуна 2, який безпосередньо з'єднаний з кривошипом 1 з іншого боку приєднані два шатуни 3, 4, кінематичні параметри точок яких та їх траєкторії є невідомими.

Вхідними параметрами для кінематичного дослідження механізму є кутова швидкість кривошипу 1 ($\omega_1=const, c^{-1}$) та масштаб довжин ($Kl, м/мм$) кінематичної схеми механізму.

Використовуємо графоаналітичний метод кінематичного дослідження. Задачу розв'язуємо за допомогою основних положень кінематичного аналізу механізмів курсу теорія механізмів і машин та положень курсу теоретична механіка, щодо дослідження плоскопаралельного руху твердого тіла.

Ураховуємо структурну властивість механізмів вищих класів змінювати (зменшувати) клас за умови зміни початкового механізму іншим можливим умовним механізмом першого класу [10]. Якщо за початковий механізм обрати сукупність ланок 0, 7 – механізм набуває вигляду механізму третього класу, формула будови якого

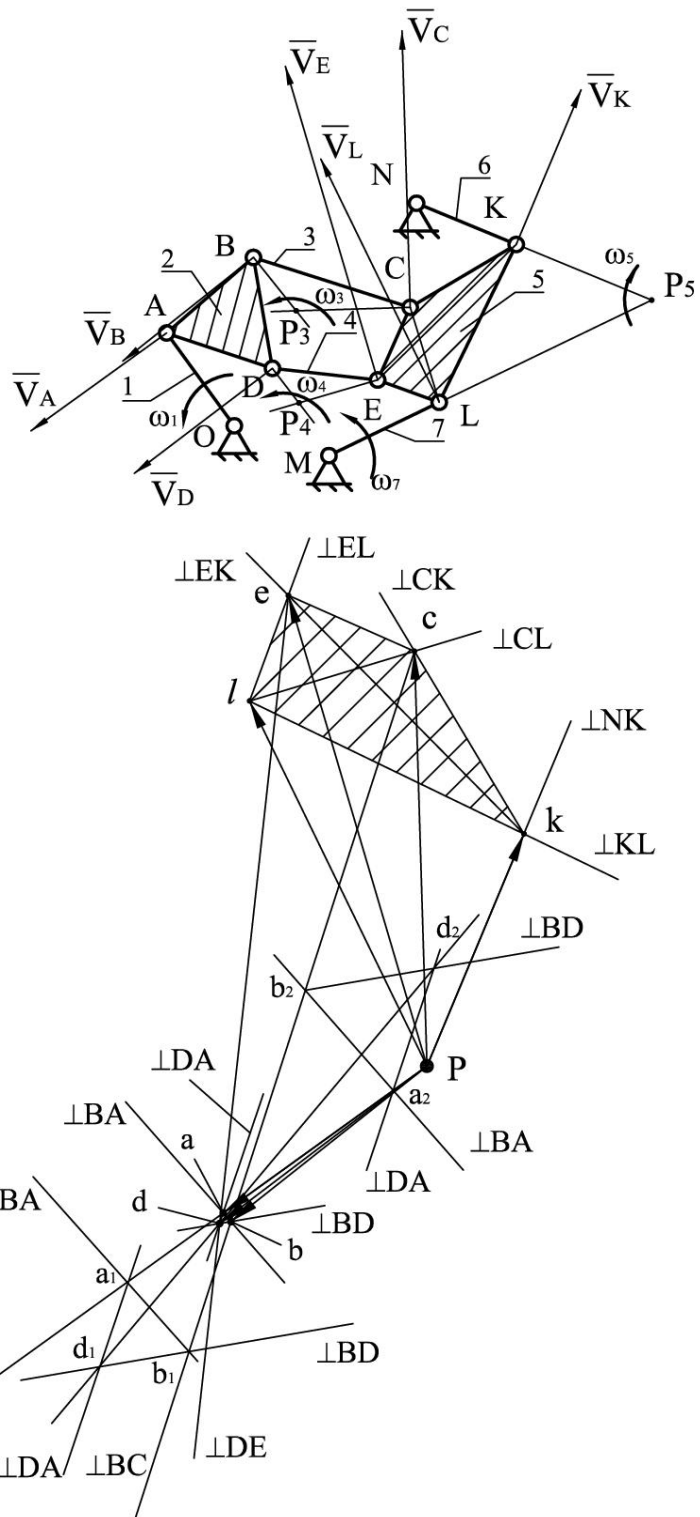


Рис. 1. Кінематична схема та план швидкостей механізму четвертого класу

1клас (ланки0,7) → 2клас 2порядок 1вид (ланки5,6) → 3клас 3порядок (ланки1–4).

Якщо в якості механізму першого класу обрати інший можливий початковий механізм, а саме сукупність ланок 0, 6 – загальний вигляд формули будови залишається незмінним, а групу Ассур другого класу в формулі утворюватимуть ланки 5, 7.

Кінематичне дослідження починаємо з того, що умовно задаємося кутовою швидкістю ω_7 коромисла 7 за величиною та напрямком, як ланки, яка згідно з формулою будови механізму є іншою умовно можливою ведучою ланкою механізму: на плані швидкостей відкладаємо вектор $\vec{P}l$ довільної довжини за напрямком вздовж перпендикуляра до лінії ML , напрямком кутової швидкості ω_7 обираємо довільно, наприклад, проти напрямку руху годинникової стрілки. Складаємо систему векторних рівнянь для визначення швидкості точки K :

$$\begin{cases} \vec{V}_K = \vec{V}_L + \vec{V}_{K;L} \\ \vec{V}_K = \vec{V}_N + \vec{V}_{K;N} \end{cases} \quad (1)$$

Розв'язуємо систему рівнянь та визначаємо на плані вектор $\vec{P}k$. За умови належності L, K, C, E до однієї складної ланки 5 та згідно з теоремою подібності визначаємо положення точок «e», «c» та векторів швидкостей \vec{V}_E, \vec{V}_C на плані швидкостей.

Зауважимо, що для спрощення можна застосувати умову належності точок L, K, C, E до однієї ланки 5, що має плоскопаралельний рух та те, що напрямки векторів швидкостей точок K, L задається кінематичною схемою механізму, тому напрямки векторів \vec{V}_K, \vec{V}_L спрямовуються вздовж перпендикулярів до напрямків, відповідно, NK та ML . За умови відомих за напрямком векторів швидкостей двох точок ланки 5 визначаємо положення точки P_5 – МЦШ шатуна 5, як точки перетину продовження осьових ліній ланок NK та ML . Тоді згідно з теоремою про визначення швидкостей точок тіла, що має плоскопаралельний рух на плані швидкостей задаємося довжиною вектора швидкості однієї точки (наприклад, точки L), довжини інших трьох точок будуть пропорційними до відповідних відстаней цих точок до положення точки P_5 . За напрямком вектори швидкостей точок L, K, C, E спрямовані перпендикулярно до відрізків, що з'єднують їх з МЦШ ланки 5. Фактично, можна умовно задатися миттєвою кутовою швидкістю обертання шатуна 5 навколо МЦШ цієї ланки.

Подальший розв'язок полягає в тому, щоб підібрати довжину вектора \vec{V}_A швидкості точки A такою, яка задовольняла би умові довільно прийнятої величини кутової швидкості шатуна 5. За напрямком швидкість $\vec{V}_A \perp OA$ спрямована в бік спрямування заданої кутової швидкості ω_1 дійсної ведучої ланки 1 механізму, а лінією можливих дійсних положень точки «a» на плані є лінія, що проведена через полюс P в напрямку перпендикулярному до кривошипа OA . Задаємося можливим положенням точки «a₁» та розв'язуємо систему векторних рівнянь, які дозволяють визначити положення інших двох точок «b₁» «d₁» на плані:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{B;C}; \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B;A}; \\ \vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{D;A}; \vec{V}_D = \vec{V}_B + \vec{V}_{D;B}; \end{cases} \quad (2)$$

де вектори відносних швидкостей мають напрямки перпендикулярні до відповідних відносних миттєвих радіусів обертання.

Аналіз отриманого положення точки «d₁» дозволяє констатувати – положення точки «a₁» на плані було обрано не вірно тому, що отримане положення точки «d₁» не знаходиться на лінії можливих положень точки згідно векторному рівнянню:

$$\vec{V}_D = \vec{V}_E + \vec{V}_{D;E}, \quad (3)$$

тобто не на лінії, що проведена через точку «e» плану в напрямку перпендикулярному до відрізка DE .

Для іншої довільно обраної точки «a₂» на плані повторюємо аналогічні побудови та визначаємо положення точки «d₂», за яким робимо висновок про так саме не вірне положення точки «a₂». Два невірних положення точки «a» дозволяють підібрати таке положення цієї точки, яке відповідатиме довільно обраній величині кутової швидкості шатуна 5: дійсне положення точки «a» визначаємо на перетині лінії, що побудована на плані згідно з векторним рівнянням (3) та лінії «d₁d₂». Згідно з системою векторних рівнянь (2) визначаємо дійсні положення точок «b» «d» на плані.

Отриманий план швидкостей сприймаємо як графічну побудову де вектори лінійних швидкостей точок механізму четвертого класу побудовані з полюсу в невизначеному масштабі, який за умов заданих розмірів ланок та кутової швидкості дійсної ведучої ланки розрахувати не складає труднощів.

Зауважимо, що на відмінність від відомого метода помилкових положень, який застосовується для дослідження структурних груп третього класу та вимагає після отримання дійсної швидкості однієї точки базисної ланки структурної групи перебудовувати план для визначення дійсних швидкостей всіх інших точок механізму запропонована послідовність кінематичного аналізу дозволяє дослідити механізми четвертого класу без необхідності перебудовувати план, який був побудований в невизначеному масштабі, а дозволяє підібрати довжину вектора лінійної швидкості точки A кривошипу з подальшим розрахунком

дійсного масштабного параметру виконаної графічної побудови.

Висновки

Розроблено послідовність дій та виконано кінематичне дослідження швидкостей точок механізму четвертого класу з рухомим замкненим контуром, утвореним шатунами та двома складними ланками, що базується на структурній властивості механізмів вищого класу змінювати клас за умови обрання іншого можливого початкового механізму, що дозволило зробити можливим виконання кінематичного аналізу за умови оптимізації об'ємів графічних побудов дослідження. Запропоновану послідовність кінематичного аналізу можна рекомендувати для проведення аналогічних досліджень складних плоских механізмів четвертого та вище класів.

Література

1. Пат. РФ 2201348. Кривошипно-ползунный механизм пресса / Дворников Л.Т., Чужиков О.С., Стариков С.П. – 27.03.2003.
2. Пат. РФ 2303699. Секция механизированной крепи / Дворников Л.Т., Князев А.С., Стариков С.П. – 27.07.2007.
3. Пат. РФ 2332260. Двухщечковая дробильная машина / Дворников Л.Т., Стариков С.П. – 27.08.2008.
4. 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.
5. Дворников Л.Т. Исследование кинематики и кинестатики плоской шарнирной шестизвенной группы Ассура с четырехугольным замкнутым изменяемым контуром / Л.Т. Дворников, С.П. Стариков // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2008. – № 4. – С. 3 – 10.
6. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой / Д.О. Чашников, В.В. Горяшин // Успехи современного естествознания. – 2011. – № 7. – С. 231 – 232.
7. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой аналитическим методом / Д.О. Чашников, В.В. Горяшин // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 6. – С. 158 – 159.
8. Гебель Е. С. Моделирование кинематики механизма игл основовязальной 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. Кикин А.Б. Синтез рычажных механизмов для привода нитераскладчика мотальной машины / А.Б. Кикин // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2005. – № 1. – С. 115 – 119.
10. Кошель С.О. Структурний аналіз складних плоских механізмів четвертого класу / С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 1. – С. 72–79.

Рецензія/Peer review : 28.7.2016 р.

Надрукована/Printed : 25.8.2016 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Місяць В.П.