

УДК 621.01

С.О. КОШЕЛЬ, Г.В. КОШЕЛЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

**АНАЛІЗ СКЛАДНИХ ШАРНІРНИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО
ОБЛАДНАННЯ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

Зроблено структурний аналіз механізму платин основов'язальної машини «Кокетт» з ступенем вільності $W=3$ з трьома ведучими кривошипними, який відноситься до складного механізму третього класу четвертого порядку, за допомогою метода умовної зупинки ведучої ланки (ведучих ланок). При такому дослідженні була застосована властивість механізмів вищих класів змінювати (змінювати) свій клас за рахунок умовної зміни ведучої ланки механізму. Отримані результати дозволяють значно спростити кінематичне дослідження механізму вищого класу та підвищити їх точність

Ключові слова: група Асура, механізм, ступінь вільності, структурний аналіз.

Для удосконалення існуючого технологічного обладнання легкої промисловості та проектування нових надійних та продуктивних машин виникає необхідність проведення структурно-кінематичного аналізу механізмів, що надходять до їх складу. Предметом такого аналізу є основні структурні та кінематичні параметри механізмів: ступінь їх вільності, структурні групи, з яких вони складаються, та послідовність їх з'єднання в механізмах, кутові швидкості та прискорення ланок механізму, лінійні швидкості та прискорення окремих їх точок, закони руху ланок, особливо тих, які задають рух робочим органам технологічного обладнання, тощо.

Виконання технологічного процесу вимагає від обладнання забезпечення руху робочих органів з наперед заданими траєкторіями та певними законами, а максимальна продуктивність таких машин можлива при значних швидкостях головного валу. Умова збільшення швидкості сучасного технологічного обладнання вимагає розробників та інженерів відмовлятися в структурі механізмів від структурних груп ланок з наявністю вищих кінематичних пар. Замість кулачкових механізмів в сучасних трикотажних машинах використовують шарнірні механізми петлеутворюючих органів зі значною кількістю ланок та складними структурними групами: найпростіший шарнірний механізм, що забезпечує зупинку петлеутворюючого органу на куті повороту головного валу до 90 градусів складається з шести рухомих ланок, більш тривалу зупинку можна отримати шарнірним механізмом зі збільшеною кількістю рухомих ланок [1].

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом є структурне дослідження механізму третього класу четвертого порядку, яке ураховує структурну особливість формули будови механізму змінювати вигляд в залежності від обраної ведучої ланки. Задача розв'язана з використанням основних положень теорії будови механізмів курсу теорії механізмів і машин.

Постановка завдання

Метою роботи є структурне дослідження механізму третього класу четвертого порядку, який використовується в основов'язальній машині «Кокетт» для забезпечення руху платин за певним законом з урахуванням властивості механізмів вищих класів змінювати свій клас в залежності від обраного початкового механізму.

Результати та їх обговорення

Розглянемо механізм платин, що має основов'язальна машина «Кокетт», структурна схема якого

наведена на рис. 1.

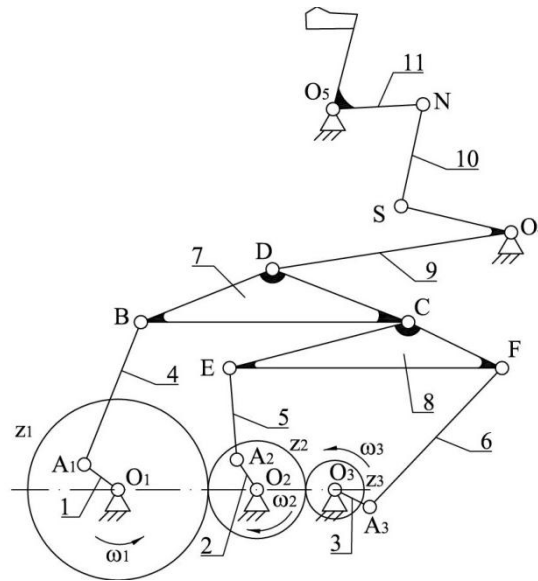


Рис. 1. Структурна схема механізму платин основ'язальної машини «Кокетт»

Для забезпечення необхідного руху платин за заданим законом в механізмі використовуються три кривошипи O_1A_1 , O_2A_2 , O_3A_3 , рух яких взаємопов'язаний за допомогою трьох зубчастих коліс z_1 , z_2 , z_3 , що утворюють рядову зубчасту передачу. Зубчасте колесо z_1 разом з кривошипом O_1A_1 приводиться до руху головним валом машини, при цьому колесо z_2 та кривошип O_2A_2 має подвійну, а зубчасте колесо z_3 разом з кривошипом O_3A_3 – потрійну кутову швидкість в порівнянні з кутовою швидкістю кривошипу O_1A_1 .

Рух платинам петлеутворюючого механізму задається шатуном BDC , який в свою чергу приводиться до руху трьома кривошипами, що обертаються з різними кутовими швидкостями за величиною та напрямками.

Механізм складається з одинадцяти рухомих ланок ($n=11$) та п'ятнадцяти обертальних кінематичних пар ($P_5=15$), тому ступінь вільності його дорівнює: $W=3n-2P_5-P_4=3\cdot 11-2\cdot 15-0=3$. Ведучими ланками є кривошипи 1, 2, 3, тому формула будови механізму за Ассуром [2] має вигляд наведений на рис. 2, а сам механізм відноситься до складного механізму третього класу.

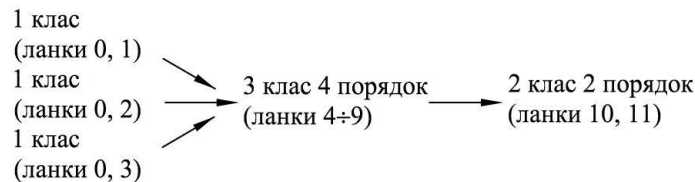


Рис. 2. Формула будови

Для визначення кінематичних параметрів механізму з декількома ведучими ланками використовують метод умовної зупинки ведучої ланки (ведучих ланок), що дозволяє з'ясувати вплив однієї ведучої ланки, що залишилась рухомою, на кінематичні параметри інших ведених ланок. Потім за умовно нерухому (нерухомі) ведучу ланку обирають іншу (інші) і розрахунок повторюють. Після того, як з'ясований вплив кожної з ведучих ланок на кінематичні параметри ведених ланок, розраховують абсолютні величини кінематичних параметрів ведених ланок, як алгебраїчну суму окремо визначених

параметрів, що викликані незалежним рухом кожної окремої ведучої ланки.

Для нашого випадку дослідження необхідно спочатку умовно зупинити ланки 2, 3 та дослідити вплив руху кривошипу 1 на рух ведених ланок, а потім повторити аналіз при умові попарно зупинених ланок 1, 3 та 1, 2 для того, щоб розрахувати кінематичні параметри ведених ланок, які викликані рухом, відповідно, кривошипу 2 та 3.

Використання аналітичного методу кінематичного дослідження такого механізму пов'язано з значною кількістю замкнених контурів і, як наслідок, складністю алгебраїчних рівнянь, які для груп Ассура третього класу розв'язуються лише наближеними математичними методами [3]. Спростити дослідження можна за допомогою графоаналітичних методів [2, 4], застосування яких для нашого випадку пов'язано з певними труднощами, які викликані тим, що кінематичні пари B, C, E, F утворюються з'єднанням в цих точках попарно двох шатунів, відповідно: 4, 7; 7, 8; 5, 8; 6, 8, тому траєкторії цих точок є невизначеними. Така невизначеність руху точок, що співпадають з кінематичними парами складних ланок 7, 8 приводить до значного ускладнення подальших розрахунків: розв'язати задачу кінематичного дослідження механізму можна зі застосуванням певних методів аналізу, що є не завжди зручними.

Для визначення швидкостей та прискорення точок механізму використовуємо властивість механізмів вищого класу змінювати клас при умовній зміні початкового механізму [5]. Для того, щоб встановити вплив руху ведучої ланки 1 на кінематичні параметри ведених ланок механізму вважаємо інші ведучі ланки 2, 3 нерухомими. Формула будови механізму наведена на рис. 3.

$$\begin{array}{ccccc} 1 \text{ клас} & \longrightarrow & 3 \text{ клас 4 порядок} & \longrightarrow & 2 \text{ клас 2 порядок} \\ (\text{ланки } 0, 1) & & (\text{ланки } 4 \div 9) & & (\text{ланки } 10, 11) \end{array}$$

Рис. 3. Формула будови

Досліджуємо механізм в послідовності, яка обумовлена іншою можливою ведучою ланкою, що надходить до складу групи третього класу. Якщо за початковий механізм обрати сукупність ланок 3, 6 – формула будови всього механізму наведена на рис. 4.

$$\begin{array}{ccccccc} 1 \text{ клас} & \longrightarrow & 2 \text{ клас 2 порядок} & \longrightarrow & 2 \text{ клас 2 порядок} & \begin{array}{l} \nearrow 2 \text{ клас 2 порядок} \\ \searrow 2 \text{ клас 2 порядок} \end{array} \\ (\text{ланки } 3, 6) & & (\text{ланки } 5, 8) & & (\text{ланки } 7, 9) & \begin{array}{l} (\text{ланки } 10, 11) \\ (\text{ланки } 1, 4) \end{array} \end{array}$$

Рис. 4. Формула будови

Якщо ведучою ланкою умовно обрати ланки 5, 3 зміни в формулі спостерігаються тільки в структурній групі, що безпосередньо приєднана до початкового механізму.

$$\begin{array}{ccccccc} 1 \text{ клас} & \longrightarrow & 2 \text{ клас 2 порядок} & \longrightarrow & 2 \text{ клас 2 порядок} & \begin{array}{l} \nearrow 2 \text{ клас 2 порядок} \\ \searrow 2 \text{ клас 2 порядок} \end{array} \\ (\text{ланки } 2, 5) & & (\text{ланки } 6, 8) & & (\text{ланки } 7, 9) & \begin{array}{l} (\text{ланки } 10, 11) \\ (\text{ланки } 1, 4) \end{array} \end{array}$$

Рис. 5. Формула будови

Для обох випадків умовно інших ведучих ланок механізм, що досліджується, стає механізмом з послідовно-паралельним приєднанням структурних груп другого класу, тобто набуває вигляду другого

класу, в якому кінематичні пари умовно ведучої ланки 6 (рис. 4) або ланки 5 (рис. 5) є невизначеними, а веденої ланки 1 – задаються. Розв'язати задачу визначення кінематичних параметрів всіх ланок механізму зі ступенем вільності $W=1$ можна за умов заданих параметрів руху однієї його ланки (необов'язково ведучої) [6, 7].

Для визначення впливу руху ланки 2 на кінематичні параметри інших ланок механізму вважаємо ланки 1, 3 умовно нерухомими. Формула будови механізму повторює формулу (2) при умові, що ведучою ланкою є кривошип 2. Для випадку інших можливих початкових механізмів маємо формули будов (рис. 6, 7)



Рис. 6. Формула будови

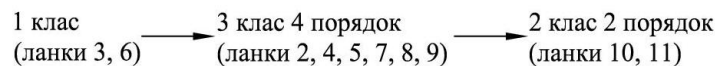


Рис. 7. Формула будови

З аналізу отриманих формул будов (рис. 6, 7) робимо висновок: вплив руху кривошипу 2 на кінематичні параметри інших ланок механізму будемо визначати в послідовності, що обумовлена формулою 5, тому що для такого випадку будемо мати справу з механізмом, до складу якого надходять структурні групи лише 2 класу.

По аналогії з вищенаведеним, формули будов механізму, що дозволяють з'ясувати послідовність визначення кінематичних параметрів ланок механізму в залежності від руху кривошипу 3 для двох варіантів інших умовно ведучих ланок, мають вигляд (рис. 8, 9)

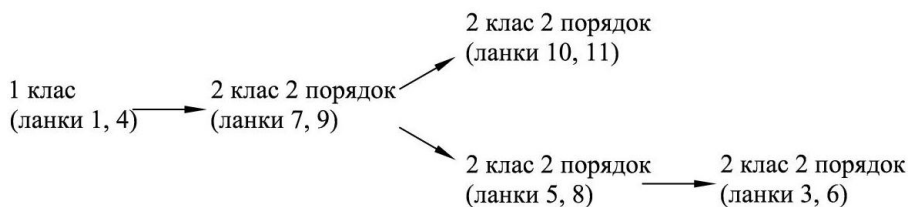


Рис. 8. Формула будови

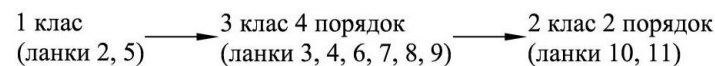


Рис. 9. Формула будови

Для дослідження кінематичних параметрів ланок механізму в залежності від руху кривошипу 3 перевагу, з зрозумілих причин, надаємо формулі, що наведена на рис. 8.

Послідовність аналізу механізму вищого класу зі ступенем вільності більше одиниці, яка була наведена на прикладі механізму, що забезпечує рух платин основов'язальної трикотажної машини «Кокетт» можна, на нашу думку, використовувати для аналогічних досліджень механізмів інших технологічних машин легкої промисловості та машин інших галузей виробництва, в яких застосовуються механізми з складними структурними групами Ассура.

Висновки

Зроблено структурне дослідження механізму платин трикотажної основов'язальної машини «Кокетт», який є механізмом третього класу четвертого порядку з трьома ведучими кривошипами за допомогою методів умовної зупинки ведучих ланок та умовної зміни початкового механізму. Отримані результати дозволяють значно спростити кінематичний аналіз такого механізму та збільшити точність розрахунків.

Список використаної літератури

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский – М.: Наука., 1988 – 640 с.
3. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин / В.А. Зиновьев – М.: Наука., 1972 – 384 с.
4. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Баранов Г.Г. – М.: Машиностроение, 1975 – 494 с.
5. Кошель С.О., Кошель Г.В. Структурний аналіз плоских механізмів третього класу // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013 – №2. – С. 26-34.
6. Кошель С.О., Кошель Г.В. Визначення швидкостей точок плоского механізму з структурними групами третього класу графічним способом // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013 – №3.
7. Кошель С.О., Кошель Г.В. Визначення прискорення точок плоского механізму з структурними групами третього класу графоаналітичним способом // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013 – № 3 (тематичний випуск) – С. 280-284.

Стаття надійшла до редакції / Article received: 28.08.2013

Анализ сложных шарнирных механизмов технологического оборудования легкой промышленности

Кошель С. О., Кошель А. В.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Выполнен структурный анализ механизма платин основовязальной машины «Кокетт» со степенью свободы $W=3$ с тремя ведущими кривошипами, который относится к сложным механизмам третьего класса четвертого порядка, с помощью метода условной остановки ведущего звена (ведущих звеньев). При таком исследовании была использована способность механизмов высших классов изменять (уменьшать) свой класс за счет условной замены ведущего звена механизма. Полученные результаты дают возможность значительно упростить кинематическое исследование механизма высшего класса и увеличить их точность.

Ключевые слова: группа Ассура, механизм, степень свободы, структурный анализ.

The analysis of complex hinge mechanisms of technological equipment of light industry

Koshel S., Koshel A.

Kyiv National University of Technologies and Design

Performed a structural analysis of the mechanism of platinum warp knitting machines "Kokett" with a degree of freedom of $W = 3$ with three leading cranks, which refers to the complex mechanisms of the third class of fourth order, using the conditional stop driving link (top links). With this study used the ability of the mechanisms of the upper classes to change (reduce) your class at the expense of replacing the conventional lead-level mechanism. The results make it possible to greatly simplify the kinematic study of the mechanism of high-end and increase their accuracy.

Keywords: Assur group, mechanism, degree of freedom, structural analysis.