

Новоселов Ю.К. – Саратов : – из-во Саратовского университета, 1979. – 232 с.

7. Якимов А.А. Основы теории обеспечения и стабилизации качества поверхностного слоя при прерывистом шлифовании зубчатых колес / Якимов А.А. – Одесса : ОГПУ, 1997. – 212 с.

8. Марчук В.І. Вплив режимів механічного оброблення на фізико-механічний стан поверхонь обертання роликкопідшипників / Марчук В.І., Лук'яничук Ю.А., Марчук І.В., Мережа В.В. // Вісник національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. Львів 2011. – №713. – С. 179–181.

#### References

1. Sypailov V.A. Teplovye processy pri shlifovanii i upravlenii kachestvom poverhnosti. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 167s.
2. Ryjov E.D., Klymenko S.A., Gytsalenko O.G. Tehnologicheskoe obespechenie kachestva detaley s pokrytiyamy. – Kiev: Nayk.dymka, 1994. – 181s.
3. Matalin A.A. Tochnost mehanicheskoy obrabotki i proektirovanie tehnologicheskikh processov. – L.: Mashinostroenie, 1970. – 318s.
4. Yakimov A.V. Optimizaciya processa shlifovaniya. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 172s.
5. Yakimov A.V. Abrzivno-almaznaya obrebotka fassonnykh poverhnostey. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 312s.
6. Novosyolov Y.K. Dinamika formoobrazovaniya poverhnostey pri abrazivnoy obrabotke. – Saratov: - iz-vo Saratovskogo yniversiteta, 1979, - 232s.
7. Yakimov A.A. Osnovy teorii obespecheniya i stabilizacii kachestva poverhnostnogo sloya pri preryvistom shlifovanii zybchastyh kolyos. – Odessa: OGPU, 1997. – 212s.
8. Marchuk V.I., Lukyanchuk Y.A., Marchuk I.V., Meresha V.V. Vplyv rejymiv mehanichnogo obroblenya na fizyko-mehanichnyy stan poverhon obertanya rolykopydshipnykiv. Visnyk natsionalnogo universytetu "Lvivska politehnika". Optymizaciya vyrobnychyh processiv i tehnicnyy control y mashynobydyvanni ta prylyadobydyvani. №713. Lviv 2011. – s. 179-181.

Рецензія/Peer review: 26.02.2014 р. Надрукована/Printed: 7.4.2014 р.

Рецензент: Марчук В.І., д.т.н., професор, завідувач кафедри приладобудування Луцького НТУ

УДК 621.01

С.О. КОШЕЛЬ, Г.В. КОШЕЛЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

## АНАЛІЗ СКЛАДНОГО ДВОКРИВОШИПНОГО ШЕСТИЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

*Зроблено структурний аналіз складного шестиланкового механізму основов'язальної машини ФНФ (Англія) з ступенем вільності  $W=2$  та двома ведучими кривошипями, який відноситься до складного механізму третього класу третього порядку, за допомогою метода умовної зупинки ведучої ланки. При такому дослідженні була застосована властивість механізмів вищих класів змінювати (зменшувати) 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.*

S. KOSHEL, A. KOSHEL

Kyiv national university of technologies and design

## ANALYSIS OF COMPLEX MECHANISM WITH SIX LINKS OF THE TWO CRANKS WARP KNITTING MACHINES

*Abstract – purpose is the structural analysis of the warp knitting machine FNF (England) with two driving cranks considering the properties of the mechanism of higher class to change their class by conditional changes leading link mechanism.*

*Structural analysis of the degree of freedom of  $W = 2$  is made using the method of conditional stop driving level that allows us to determine the influence of a driving link of remaining floating on the formula structure mechanism that allows you to set the following sequence ( kinematic , force and etc. ) research. Given the presence of structural groups Assyrians third class A structural analysis of the mechanism performed in sequence, which is due to other possible initial mechanism. These formulas structures suggest a mechanism of simplification that can be obtained by further studies of the mechanism in the following way.*

*Made a structural analysis of the warp knitting machine, which is a mechanism for third-class third-order two driving cranks using conventional methods of stopping one of the leading branches and conditional change in the original mechanism.*

*Keywords: Asura group, mechanism, the degree of freedom structural analysis.*

### Вступ

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 трикоотажних 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'єктом є структурне дослідження механізму третього класу третього порядку, яке урахує 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

Задачею дослідження є структурний аналіз основов'язальної машини ФНФ (Англія) з двома ведучими кривошипями з урахуванням властивості механізму вищого класу змінювати свій клас за рахунок умовної зміни ведучої ланки механізму. Задача розв'язана з використанням основних положень структурного дослідження механізмів курсу теорії механізмів і машин.

#### Аналіз досліджень та публікацій

Структурний аналіз механізму дозволяє не тільки встановити особливості будови складного механізму, а вказує на послідовність його подальшого дослідження. Під час структурного аналізу за допомогою формули будови механізму з'ясовують в якій послідовності приєднуються структурні групи Ассура до початкового механізму.

Послідовність кінематичного дослідження механізму збігається з послідовністю приєднання груп Ассура до ведучої ланки механізму. Задача кінематичного дослідження механізму вирішується в напрямку від визначених кінематичних параметрів до невизначених. Кінематичне дослідження механізмів другого класу є задачею статично визначеною [2].

Під час кінематичного дослідження механізмів, до складу яких надходять групи Ассура третього класу послідовність досліджень «від ведучої ланки» призводить до певної невизначеності: за умов заданих кінематичних параметрів точок, що співпадають з зовнішніми кінематичними парами таких груп визначити кінематичні параметри точок внутрішніх кінематичних пар групи можна за допомогою певних способів. Метод замкнених векторних контурів [3] дозволяє розв'язати задачу за допомогою наближених математичних способів є достатньо громіздким. Відомі способи обманних положень [4] та особливих точок Ассура [2] вимагають додаткових графічних побудов.

### Формулювання цілей

Метою роботи є структурне дослідження механізму третього класу третього порядку, який використовується в основов'язальній машині ФНФ (Англія) з урахуванням властивості механізмів вищих класів змінювати свій клас в залежності від обраного початкового механізму.

### Результати та їх обговорення

Розглянемо двокривошипний шестиланковий механізм основов'язальної машини ФНФ (Англія), структурна схема якого наведена на рис. 1.

Для забезпечення необхідного руху вихідної ланки 6 в механізмі використовуються два кривошипи  $O_1A$  та  $O_2D$ , рух яких взаємопов'язаний за допомогою двох зубчастих коліс  $z_1$ ,  $z_2$ , що утворюють просту зубчасту передачу. Зубчасте колесо  $z_1$  разом з кривошипом  $O_1A$  приводиться до руху головним валом машини, при цьому колесо  $z_2$  та кривошип  $O_2D$  має кутову швидкість в два рази меншу за швидкість кривошипу  $O_1A$ .

Рух вихідної ланки петлеутворюючого механізму задається шатуном  $BC$ , який в свою чергу приводиться до руху двома кривошипями, що обертаються з різними кутовими швидкостями за величиною та напрямком.

Механізм складається з шести рухомих ланок

Рис. 1. Структурна схема шестиланкового механізму основов'язальної машини ФНФ

( $n=6$ ) та восьми обертальних кінематичних пар ( $P_3=8$ ), тому ступінь вільності його дорівнює:  $W=3n-2P_3-P_4=3\cdot 6-2\cdot 8-0=2$ . Ведучими ланками є кривошипи 1, 2 тому формула будови механізму за Ассуром [2] має вигляд наведений на рис. 2, а сам механізм відноситься до складного механізму третього класу.

Для визначення кінематичних параметрів механізму з декількома ведучими ланками

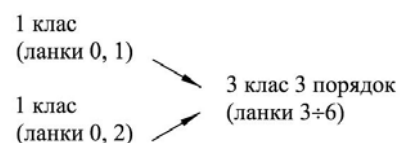


Рис. 2. Формула будови

використовують метод умовної зупинки ведучої ланки, що дозволяє з'ясувати вплив однієї ведучої ланки, що залишилась рухомою, на кінематичні параметри інших ведених ланок. Потім за умовно нерухоми ведучу ланку обирають іншу 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 ланку 2 та дослідити вплив руху кривошипу 1 на рух веденої ланки 6, а потім повторити аналіз при умові зупиненої ланки 1 для того, щоб розрахувати кінематичні параметри веденої ланки, які викликані рухом кривошипу 2.

Використання аналітичного методу кінематичного дослідження такого механізму пов'язано з значною кількістю замкнених контурів і, як наслідок, складністю систем 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* утворюються з'єднанням в цих точках попарно двох шатунів, відповідно: 3, 4; 4, 5, тому траєкторії цих точок є невизначеними. Така невизначеність руху точок, що співпадають з кінематичними парами складної ланки 4 приводить до значного ускладнення подальших розрахунків: розв'язати задачу кінематичного дослідження механізму можна зі застосуванням певних методів аналізу, що є не завжди зручними за умови своєї громіздкості.

Для визначення послідовності кінематичного дослідження 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 іншу ланку 2 нерухомою. Формула будови механізму наведена на рис. 3.

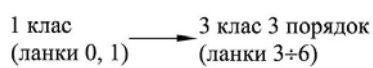


Рис. 3. Формула будови

Досліджуємо механізм в послідовності, яка обумовлена іншою можливою ведучою ланкою, що надходить до складу групи третього класу. Якщо за початковий механізм обрати сукупність ланок 2, 5 – формула будови всього механізму наведена на рис. 4.

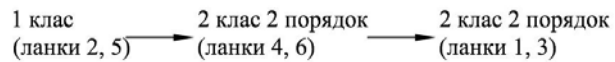


Рис. 4. Формула будови

Якщо ведучою ланкою умовно обрати ланку 6 зміни в формулі будови спостерігаються серед тих ланок, що утворюють структурну групу, яка безпосередньо приєднана до іншого умовного початкового механізму (рис.5).

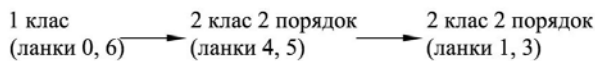


Рис. 5. Формула будови

Для обох випадків умовно інших ведучих ланок механізм, що досліджується, стає механізмом з послідовним приєднанням структурних груп Ассура другого класу, тобто набуває вигляду механізму другого класу, в якому рух умовно ведучої ланки 5(рис.4) або ланки 6 (рис. 5) є невизначеними, а

веденої ланки 1 – задається. 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), якщо урахувати те, що рух ланок будь-якого механізму є взаємопов'язаним [6, 7].

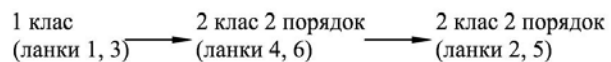


Рис. 6. Формула будови

Для визначення впливу руху ланки 2 на кінематичні параметри веденої ланки 6 вважаємо ланку 1 умовно нерухомою. Формула будови механізму повторює формулу наведену на рис. 3 при умові, що ведучою ланкою є кривошип 2. Для випадку інших можливих початкових механізмів маємо формули будов, що наведені на рис. 6 та рис. 7.

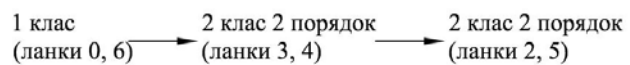


Рис. 7. Формула будови

З аналізу отриманих формул будов робимо висновок про те, що незалежно від того, яку іншу умовно ведучу ланку обираємо, при подальшому дослідженні механізму у такій послідовності маємо справу з механізмом другого класу, для якого задача кінематичного аналізу є статично визначеною.

Послідовність структурного аналізу механізму вищого класу зі ступенем вільності більше одиниці, яка була наведена на прикладі механізму, що забезпечує рух веденої ланки основов'язальної трикотажної машини ФНФ, на нашу думку, можна використовувати для аналогічних досліджень механізмів інших технологічних машин легкої промисловості та машин інших галузей виробництва зі складними структурними групами Ассура третього та вище класів.

**Висновки**

Зроблено структурне дослідження шестиланкового механізму трикотажної основов'язальної машини ФНФ (Англія), який є механізмом третього класу третього порядку з двома ведучими кривошипами за допомогою методів умовної зупинки ведучої ланки та умовної зміни початкового механізму. Отримані результати дозволяють значно спростити кінематичний аналіз такого механізму та збільшити точність розрахунків.

## Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И.И. – М. : Наука, 1988 – 640 с.
3. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин / Зиновьев В.А. – 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. Структурний аналіз плоских механізмів третього класу / С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013 – № 2. – С. 26–34.
6. Кошель С.О. Визначення швидкостей точок плоского механізму з структурними групами третього класу графічним способом / С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013. – № 3. – С. 30–34.
7. Кошель С.О. Визначення прискорення точок плоского механізму з структурними групами третього класу графоаналітичним способом / С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2013. – № 3. – С. 280–284.

## References

1. Harbaruk V.N. Proektyrovanye trykotazhny'kh mashyn. – L. : Mashynostroenye, 1980. – 472 s.
2. Artobolevskiy I.Y. Teoriya mekhanizmov y mashyn / I.Y. Artobolevskiy – M. : Nauka., 1988 – 640 s.
3. Zynovev V.A. Kurs teoryy mekhanizmov y mashyn / V.A. Zynovev - M. : Nauka., 1972 – 384 s.
4. Baranov H.H. Kurs teoryy mekhanizmov y mashyn / Baranov H.H. – M. : Mashynostroenye, 1975 – 494 s.
5. Koshel S.O. Strukturnyi analiz ploskykh mekhanizmv tretogo klasu / Koshel S.O., Koshel H.V. // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. - 2013 – №2. - S. 26-34.
6. Koshel S.O. Vyznachennia shvydkostey tochk ploskoho mekhanizmu z strukturnymy hrupamy tretogo klasu hrafighnyym sposobom / Koshel S.O., Koshel H.V. // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. - 2013 – №3. S. 30-34
7. Koshel S.O. Vyznachennia pryskorennya tochk ploskoho mekhanizmu z strukturnymy hrupamy tretogo klasu hrafoanalitichnym sposobom / Koshel S.O., Koshel H.V. // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. - 2013 – № 3 (tematychnyi vypusk) – S. 280-284

Рецензія/Peer review : 2.3.2014 р. Надрукована/Printed : 7.4.2014 р.  
Рецензент: Місяць В.П., д.т.н., проф., зав. кафедрою інженерна механіка, КНУТД

УДК 685.34.05

Д.А. МАКАТЬОРА, І.В. ПАНАСЮК  
Київський національний університет технологій та дизайну

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОГОННОГО ЗУСИЛЛЯ РІЗАННЯ МІКРОПОРИСТОЇ ГУМИ НОЖЕМ З ОДНОСТОРОННЬОЮ ЗАТОЧКОЮ

*Метою даного дослідження є розробка більш простого і ефективного методу аналізу впливу величини зазору між валиками і величини відстані від вертикальної осі обертання валиків до кромки лека ножа на погонне зусилля різання мікропористої гуми, шляхом використання рівнянь регресії. Дослідження проведені на прикладі експериментальної установки машини для поздовжнього різання при використанні ножа з односторонньою заточкою. При проведенні математичного експерименту був використаний рототабельний план другого порядку, що дозволяє найбільш ефективно вирішити поставлене завдання оцінки впливу досліджуваних факторів на погонне зусилля різання. Одержані рівняння регресії описують сумарну величину втрат при поздовжньому різанні матеріалу та величину втрат на тертя матеріалу о грані нерухомого ножа з односторонньою заточкою. Порівняння сумарних величин втрат при поздовжньому різанні матеріалу ножами різних геометричних форм (з односторонньою та двосторонньою заточкою), дозволяє зробити висновки, що при проектуванні машин для двоїння та вирівнювання деталей низу взуття по товщині доцільно обирати лезо ножа з односторонньою заточкою, що дозволить знизити енергетичні витрати процес.*

*Ключові слова: погонне зусилля, сумарна величина втрат, втрати на тертя матеріалу, валики, кромка лека ножа.*

D.A. MAKATORA, I.V. PANASYUK  
Kyiv National University of Technologies and Design, KNUITD

## DETERMINATION OF LINEAR FORCE OF MICROPOROUS RUBBER CUTTING BY THE KNIFE WITH ONE-SIDED GRINDING

*The purpose of this study is to develop a simple and effective evaluation method of the impact the gap between the rollers and the value of the distance from the vertical axis of rollers rotation to the edge of the knife blade have on linear force of microporous rubber cutting by using regression equations. The research has been conducted by the example of the experimental setup of the cutting machine for longitudinal using a knife with one-sided grinding. The application of the rotary plan of the second order during mathematical experiment allowed to efficiently solve the problem of the impact the researched factors have on a linear cutting force. The received results of regression equation describe both the total value of loss during the longitudinal cut of the material and the value of loss due to material friction on the brink of a motionless knife with one-sided grinding. Comparison of the total value of loss during the longitudinal cut of material by knives of*