

УДК 677.055

КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ БАГАТОЛАНКОВИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Дворжак В. М., Орловський Б. В., Чудінович Ю. Ю.

Київський національний університет технологій та дизайну

Розглянуто комп'ютерний аналіз багатоланкового шарнірно-важільного механізму основов'язальної машини ОВ-7, який містить механізм I класу I виду та приєднані двоповідкові групи Асура II класу I виду з використанням обчислювального блоку «Given-Find» прикладної комп'ютерної програми MathCAD

Ключові слова: шарнірно-важільний механізм, основов'язальна машина, кінематична схема механізму

При структурному аналізі важільних механізмів цільового призначення прийняття рішення про перехід від чотириланкової структури механізму до багатоланкової (шести- або семиланкової) структури важільного механізму відбувається на стадії розробки технічного завдання на проектування технологічної машини. Таке рішення формулюється, наприклад, у вигляді: «Цикловий механізм із жорсткою системою керування типу «розподільний вал» повинен забезпечувати за один оберт ведучої ланки (кривошипа або ексцентрика) періодичну функцію переміщення веденої ланки з робочим органом із заданим фазовим періодом вистою (зупинки) веденої ланки». Прикладом таких механізмів є механізми основов'язальних машин, про доцільність використання ЕОМ для яких при кінематичному аналізі і синтезі підкреслено в роботі [1].

Для математичного моделювання багатоланкових важільних механізмів основов'язальних машин використовується ряд аналітичних методів, які засновані на отриманні формальних математичних виразів, що описують функції положення у вигляді функцій кутів повороту рухомих ланок або у вигляді функцій переміщення характерних точок механізму. Так, у роботі [8] механізм досліджується аналітичним методом замкнених векторних контурів, що розроблений В. А. Зинов'євим, де спочатку визначаються функції кутів повороту рухомих ланок механізму, за якими потім складаються функції переміщення рухомих точок механізму; у роботі [7] застосовується координатний метод, за яким функції переміщення характерних точок механізму визначаються через координати інших його точок; у роботі [6] та в інших

роботах цих авторів, зокрема [3, 9, 10], використовується метод векторного перетворення координат, за яким визначаються функції переміщення характерних точок механізму, що належать вільним векторам, якими позначаються ланки механізму. Всі ці методи об'єднують одне – необхідність складання математичних виразів функцій положення механізму, які потім застосовуються для моделювання кінематичної схеми механізму, дослідженні кінематики, динаміки тощо.

У роботах [2, 5] для дослідження кінематики механізмів пропонується складати векторні рівняння замкненості векторних контурів, побудованих на ланках механізмів; розв'язок цих рівнянь пропонується виконувати чисельним методом із застосуванням обчислювального блоку «Given-Find» прикладної комп'ютерної програми MathCAD. Цей метод вимагає введення заздалегідь початкових значень невідомим параметрам рівнянь, в околиці яких здійснюватиметься пошук розв'язку, і автори не приводять рекомендації щодо вибору цих значень, адже можливе отримання невірної схеми механізму, що має інший варіант складання окремих груп, або взагалі не привести до розв'язку. Одним зі шляхів вирішення проблеми стосовно вибору початкових значень невідомих є застосування візуалізації та анімації кінематичної схеми механізму, що досліджується, у програмі MathCAD з подальшою перевіркою результатів розв'язку векторних рівнянь і за потреби уточненням значень початкових параметрів. Крім того, анімація сприяє виявленню нестабільності обчислення траєкторій характерних точок механізму.

Постановка завдання

Таким чином, завданням роботи є уточнити чисельний метод дослідження кінематики механізмів, що заснований на застосуванні обчислювального блоку «Given-Find» сучасної прикладної комп'ютерної програми MathCAD.

Об'єкти та методи дослідження

Предметом дослідження є процес створення комп'ютерної моделі багатоланкового шарнірно-важільного механізму основов'язальної машини у прикладній комп'ютерній програмі MathCAD [4] чисельним методом.

Результати досліджень та їх обговорення

При створенні математичної моделі досліджуваного механізму позначення всіх вихідних і розрахункових параметрів приймемо згідно з рекомендаціями роботи [6].

Для порівняння результатів розрахунку функції переміщення робочої точки

$S_9(\varphi_1)$ вушкової голки з результатами отриманими у роботі [3], моделювання механізму виконуватимемо у правій декартовій системі координат з початком у точці P_1 (рис. 1). Вісь абсцис X спрямуємо уздовж осі головного вала на спостерігача (рис. 1), вісь ординат Y – перпендикулярно до осі головного вала праворуч, вісь аплікат Z – перпендикулярно до осі головного вала вгору. Таким чином, механізм розміщується в площині YOZ .

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків механізму P_1 , P_4 , та P_8 (рис. 1):

$$P_1 := \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix}; \quad P_4 := \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ Z_4 \end{pmatrix}; \quad P_8 := \begin{pmatrix} X_8 \\ Y_8 \\ Z_8 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

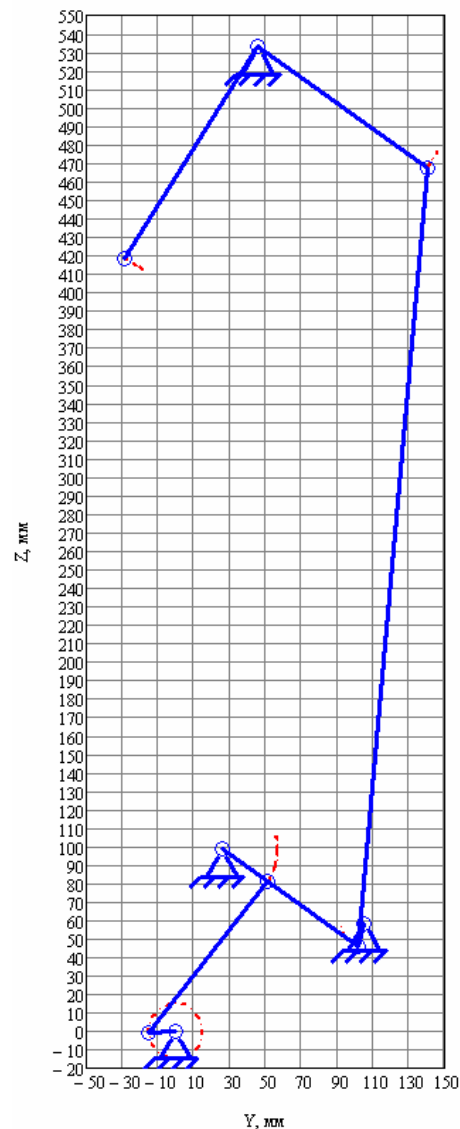
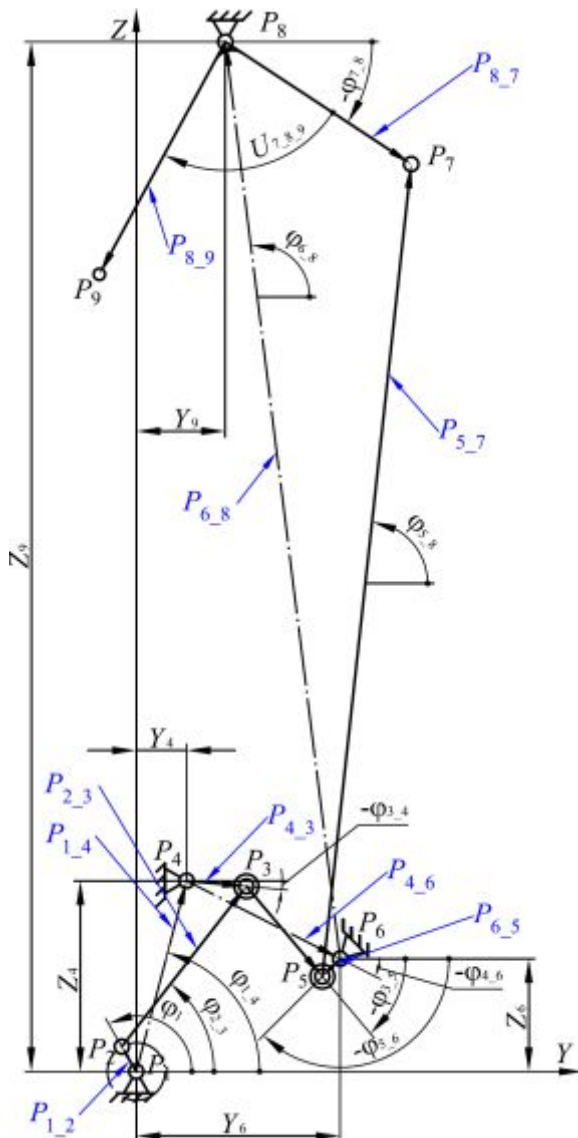


Рис. 1. Розрахункова схема механізму, що досліджується

Рис. 2. Графік візуалізації в MathCAD кінематичної схеми механізму, що досліджується

Запис виду $P = \begin{pmatrix} P_X \\ P_Y \\ P_Z \end{pmatrix}$ слід розуміти як: $P = e_X \cdot P_X + e_Y \cdot P_Y + e_Z \cdot P_Z$, де e_X , e_Y та e_Z –

орти осей координат.

Визначаємо матрицю $T_X(\alpha)$ розміром 3×3 2D повороту вектора r навколо осі X згідно з [3]:

$$T_X(\alpha) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) \\ 0 & \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Складаємо функцію користувача ρ_X 2D повороту вектора r навколо осі X згідно з [3]:

$$\rho_X(r, \alpha, \text{НоваДовжина}) := T_X(\alpha) \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{НоваДовжина}}{|r|}, \quad (3)$$

де *НоваДовжина* – довжина вектора r після повороту його на кут α .

Вектори-ланки та вектори-точки механізму I класу I виду визначаємо з урахуванням функції повороту вектора (3).

Вектор функції положення кривошипа (вектор-ланка P_{1-2}) згідно з [3]:

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho_X(e_Y, \varphi_1, L_{1-2}), \quad (4)$$

де e_Y – орт осі координат Y [9];

φ_1 – кут повороту ведучої ланки – кривошипа $I-2$; напрямок повороту кута φ_1 за годинниковою стрілкою задається у MathCAD змінною *Rotation*: = -1.

Згідно з виразом (4) визначаються координати точки P_2 у рухомій системі координат з початком у точці P_1 .

Спростивши вираз (4), отримаємо:

$$P_{1-2}(\varphi_1) = \begin{pmatrix} P_{1-2}(\varphi_1)_X \\ P_{1-2}(\varphi_1)_Y \\ P_{1-2}(\varphi_1)_Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ L_{1-2} \cdot \cos(\varphi_1) \\ L_{1-2} \cdot \sin(\varphi_1) \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Вектор значень кута φ_1 задаємо у вигляді дискретної змінної [4]:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{max}, \quad (6)$$

де φ_0 – перше значення кута φ_1 повороту кривошипа;

φ_{max} – кінцеве значення кута φ_1 ; $\varphi_{max} := \varphi_0 + \text{Rotation} \cdot n \cdot 360^\circ$, де n – кількість обертів кривошипа;

$\Delta\varphi_1$ – крок значень кута φ_1 ; $\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{max} - \varphi_0}{N_{Положень}}$, тут $N_{Положень}$ – кількість положень

досліджуваного механізму.

Функцію положення кінематичної пари «кривошип 1-2» та «шатун 2-3» визначаємо як вектор-точку P_2 , тобто як суму вектора-точки P_1 та вектора-ланки кривошипа P_{1_2} :

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1_2}(\varphi_1), \quad (7)$$

Після спрощення вираз (7) рівносильний такому виразу:

$$P_2(\varphi_1) = \begin{pmatrix} P_2(\varphi_1)_X \\ P_2(\varphi_1)_Y \\ P_2(\varphi_1)_Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 + L_{1_2} \cdot \cos(\varphi_1) \\ Z_1 + L_{1_2} \cdot \sin(\varphi_1) \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Потім визначаємо вектори P_{1_4} , P_{4_6} та P_{6_8} , які з'єднують відповідні стояки механізму, що казані в їхніх індексах, як різницю векторів-точок P_4 та P_1 , P_6 та P_4 і P_8 та P_6 :

$$P_{1_4} := P_4 - P_1, \quad (9)$$

$$P_{4_6} := P_6 - P_4, \quad (10)$$

$$P_{6_8} := P_8 - P_6. \quad (11)$$

Механізм, що досліджується (рис. 1), можна розділити на три замкнених векторних контури: 1) $P_{1_2} \rightarrow P_{2_3} \rightarrow P_{4_3} \rightarrow P_{1_4}$; 2) $P_{4_3} \rightarrow P_{3_5} \rightarrow P_{6_5} \rightarrow P_{4_6}$; 3) $P_{6_5} \rightarrow P_{5_7} \rightarrow P_{8_7} \rightarrow P_{6_8}$ (перше число в індексі вказує на початок вектора, друге число після рисочки «_» – на його кінець).

Положення рухомих ланок в механізмі визначатиметься функціями кутів їхнього повороту (рис. 1): $\varphi_{2_3}(\varphi_1)$, $\varphi_{3_4}(\varphi_1)$, $\varphi_{3_5}(\varphi_1)$, $\varphi_{5_6}(\varphi_1)$, $\varphi_{5_7}(\varphi_1)$ та $\varphi_{7_8}(\varphi_1)$.

Складаємо векторні рівняння замкнутості векторних контурів у матричному вигляді, які можливо розв'язати за допомогою обчислювального блоку «Given-Find» у MathCAD [2, 4, 5]. Для цього потрібно задати початкові значення невідомим кутам φ_{2_3} , φ_{3_4} , φ_{3_5} , φ_{5_6} , φ_{5_7} та φ_{7_8} , після чого MathCAD здійснить розв'язання:

Given

$$\varphi_{2_3} := 80^\circ; \quad \varphi_{3_4} := -20^\circ; \quad \varphi_{3_5} := -20^\circ; \quad \varphi_{5_6} := -90^\circ; \quad \varphi_{5_7} := 80^\circ; \quad \varphi_{7_8} := -50^\circ. \quad (12)$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ L_{1_2} \cdot \cos(\varphi_1) \\ L_{1_2} \cdot \sin(\varphi_1) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) \\ L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) \end{pmatrix} = P_{1_4} + \begin{pmatrix} 0 \\ L_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{3_4}) \\ L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4}) \end{pmatrix}; \quad (13)$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ L_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{3_4}) \\ L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4}) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ L_{3_5} \cdot \cos(\varphi_{3_5}) \\ L_{3_5} \cdot \sin(\varphi_{3_5}) \end{pmatrix} = P_{4_6} + \begin{pmatrix} 0 \\ L_{5_6} \cdot \cos(\varphi_{5_6}) \\ L_{5_6} \cdot \sin(\varphi_{5_6}) \end{pmatrix}; \quad (14)$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ L_{5_6} \cdot \cos(\varphi_{5_6}) \\ L_{5_6} \cdot \sin(\varphi_{5_6}) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ L_{5_7} \cdot \cos(\varphi_{5_7}) \\ L_{5_7} \cdot \sin(\varphi_{5_7}) \end{pmatrix} = P_{6_8} + \begin{pmatrix} 0 \\ L_{7_8} \cdot \cos(\varphi_{7_8}) \\ L_{7_8} \cdot \sin(\varphi_{7_8}) \end{pmatrix}; \quad (15)$$

$$\begin{pmatrix} \varphi_{2_3}(\varphi_1) \\ \varphi_{3_4}(\varphi_1) \\ \varphi_{3_5}(\varphi_1) \\ \varphi_{5_6}(\varphi_1) \\ \varphi_{5_7}(\varphi_1) \\ \varphi_{7_8}(\varphi_1) \end{pmatrix} := \text{Find}(\varphi_{2_3}, \varphi_{3_4}, \varphi_{3_5}, \varphi_{5_6}, \varphi_{5_7}, \varphi_{7_8}). \quad (16)$$

У виразах (13), (14) та (15) параметрами L_{i_j} є довжини ланок механізму.

Елементами вектора-стовпчика у виразі (16) є функції кутів повороту рухомих ланок механізму від кута φ_1 повороту ведучої ланки. Слід зазначити, що додатні кути відраховуються від осі Y проти годинникової стрілки.

Функція кута повороту вушкової голки визначається за виразом:

$$\varphi_{8_9}(\varphi_1) := \varphi_{7_8}(\varphi_1) + U_{7_8_9}, \quad (17)$$

де $U_{7_8_9}$ – кут встановлення вушкової голки (рис. 1).

У виразах (12) початкові значення кутів повороту ланок вибираються за кінематичною схемою механізму. Від вибору їхніх значень залежать так звані варіанти складання двоповідкових груп механізму та стабільність обчислення функцій відповідних кутів повороту ланок обчислювальним блоком «Given-Find» у MathCAD. Тому для контролю правильності розрахунку рекомендується виконати схемотехнічне моделювання кінематичної схеми механізму за отриманими значеннями функцій кутів повороту в MathCAD та сумістити його з графіками функцій положення характерних точок механізму.

Для схемотехнічного моделювання кінематичної схеми потрібно визначити функції положення характерних точок механізму, а саме: $P_2(\varphi_1)$, $P_3(\varphi_1)$, $P_5(\varphi_1)$, $P_7(\varphi_1)$ та $P_9(\varphi_1)$. Функція $P_2(\varphi_1)$ визначається з виразу (7).

Функції положення точок визначатимемо з використанням функцій (2) та (3) за таким узагальненим виразом:

$$P_k(\varphi_1) := P_0(\varphi_1) + \rho_X(e_{Y, \varphi_{i_j}}(\varphi_1), L_{i_j}), \quad (18)$$

де $P_k(\varphi_1)$ – вектор-стовпчик координат в нерухомій системі координат характерної точки механізму, функція положення якої визначається;

$P_0(\varphi_1)$ – вектор-стовпчик початку координат рухомої системи координат;

e_Y – орт осі Y нерухомої системи координат;

$\varphi_{i-j}(\varphi_1)$ – функція кута повороту рухомої ланки механізму, що визначена з виразів (16) або (17);

L_{i-j} – довжина рухомої ланки механізму.

Згідно з виразом (18) складаємо у MathCAD обчислювальний блок для визначення функції положення характерних точок механізму:

$$P_3(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) + \rho_X(e_Y, \varphi_{2-3}(\varphi_1), L_{2-3}), \quad (19)$$

або за таким виразом:
$$P_3(\varphi_1) := P_4 + \rho_X(e_Y, \varphi_{3-4}(\varphi_1), L_{3-4}), \quad (20)$$

$$P_5(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + \rho_X(e_Y, \varphi_{3-5}(\varphi_1), L_{3-5}), \quad (21)$$

або за таким виразом:
$$P_5(\varphi_1) := P_6 + \rho_X(e_Y, \varphi_{5-6}(\varphi_1), L_{5-6}), \quad (22)$$

$$P_7(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) + \rho_X(e_Y, \varphi_{5-7}(\varphi_1), L_{5-7}), \quad (23)$$

або за таким виразом:
$$P_7(\varphi_1) := P_8 + \rho_X(e_Y, \varphi_{7-8}(\varphi_1), L_{7-8}), \quad (24)$$

$$P_9(\varphi_1) := P_8 + \rho_X(e_Y, \varphi_{8-9}(\varphi_1), L_{8-9}). \quad (25)$$

Функція переміщення $S_9(\varphi_1)$ робочої точки вушкової голки визначиться з наступного виразу:

$$S_9(\varphi_1) := L_{8-9} \cdot (\varphi_{8-9}(\varphi_1) - \varphi_{8-9}(\varphi_0)) \cdot \text{deg}. \quad (26)$$

У виразі (26) використаний співмножник у вигляді вбудованої у MathCAD функції «deg» для переведення градусів у радіани.

Згідно з виразом (26) побудований графік функції переміщення робочої точки вушкової голки (рис. 3), суміщений з графіком абсолютної похибки між функціями переміщення вушкової голки, що отримана за виразом (26) в цій роботі та за методом векторного перетворення координат у роботі [3].

На рис. 3 значення функції переміщення вушкової голки узяті у міліметрах, а значення похибки переміщення – у 10^{-13} мм. Таким чином, зважаючи на мізерно малу величину похибки, що несумірна з переміщенням вушкової голки, можна вважати, що результати розрахунку функцій переміщення за двома способами цілком і повністю співпадають один з одним.



Рис. 3. Графік функції переміщення вушкової голки машини ОВ-7 суміщений з графіком абсолютної похибки між функціями переміщення вушкової голки, що отримані в цій роботі та за методом векторного перетворення координат у роботі [3]

На рис. 3 значення функції переміщення вушкової голки узяті у міліметрах, а значення похибки переміщення – у 10^{-13} мм. Таким чином, зважаючи на мізерно малу величину похибки, що несумірна з переміщенням вушкової голки, можна вважати, що результати розрахунку функцій переміщення за двома способами цілком і повністю співпадають один з одним.

Висновки

Отримані результати дозволяють виконати комп'ютерне моделювання кінематичних схем багатоланкових шарнірно-важільних механізмів основ'язальних машин чисельним методом з використанням обчислювального блоку «Given-Find» у прикладній комп'ютерній програмі MathCAD та можуть бути використані при кінематичному дослідженні подібних механізмів. Результати розрахунку впроваджені до навчальної дисципліни «Схемотехнічне проектування машин» кафедри машин легкої промисловості Київського національного університету технологій та дизайну.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин: [учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты текстильной промышленности»] / В. Н. Гарбарук – М. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние 1980. – 472 с.

2. Зиборов К. А. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы MathCAD. [электронный ресурс] / К. А. Зиборов, И. Н. Мацюк, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. Том 6. – С. 64-70. – Режим доступа до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>
3. Майданюк Т. А. Схемотехнічне моделювання механізму голок основов'язальної машини. [электронный ресурс] / Т. А. Майданюк, Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Технології та дизайн. – 2012. – № 2. – Режим доступа до журн.: http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html
4. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCAD. Учебный курс. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2005. – 448 с. – ISBN 5-94723-530-7.
5. Мацюк И. Н. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов высоких классов в программе MathCAD. [электронный ресурс] / И. Н. Мацюк, В. М. Третьяков, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2012. – № 1. Том 10. – С. 65-70. – Режим доступа до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>
6. Орловський Б. В. Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів основов'язальних машин методом векторного перетворення координат / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 3. – С. 34-44.
7. Орловський Б. В. Кінематичне дослідження багатоланкових шарнірно-важільних механізмів основов'язальних машин аналітичним методом / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Т. 1. – 2008. – № 4. – С. 34-39.
8. Орловський Б. В. Кінематичний аналіз восьмиланкового механізму прокачки вушкових голок основов'язальної машини / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2007. – № 1. – С. 17-25.
9. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем механізмів з двома ступенями вільності основов'язальних машин / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2010. – № 1. – С. 33-42.
10. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'язальних машин з трьома ступенями вільності зі структурними групами III класу IV

порядку / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, І. В. Савченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 3. – С. 174-181.

Дворжак В. Н., Орловский Б. В., Чудинович Ю. Ю.

Компьютерный анализ кинематических схем многозвенных рычажным механизмов основывающихся машин

В статье рассматривается компьютерный анализ многозвенного шарнирно-рычажного механизма основывающейся машины ОВ-7, который содержит механизм I класса I вида и присоединенные двухповодковые группы Асура II класса I вида с использованием решающего блока «Given-Find» прикладной компьютерной программы MathCAD.

Ключевые слова: шарнирно-рычажный механизм, основывающаяся машина, кинематическая схема механизма

Dvorzhak V. M., Orlovsky B. V., Chudinovich Y. Y.

Computer analysis the kinematics of the multi-tier linkage warp knitting machines

The article deals with computer analysis of a multilink hinge-lever mechanism warp knitting machine, which has a mechanism of class I and I kind of attachment of the group Asura class II type I with a decisive bloc «Given-Find» Applied computer program MathCAD.

Keywords: hinge-lever mechanism, warp knitting machine, kinematics mechanism