

УДК 677.055

ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ЗІ СТРУКТУРНИМИ ГРУПАМИ ТРЕТЬОГО КЛАСУ ТРЕТЬОГО ПОРЯДКУ З ПОСТУПАЛЬНИМИ ПАРАМИ

Мета. Вдосконалення методів проектування цільових механізмів основов'язальних машин із застосуванням прикладних САД-програм.

Методика. Використаний чисельний метод дослідження типових механізмів машин галузі.

Результати. Отримані математичні моделі для кінематики та комп'ютерного (схемотехнічного) моделювання цільових механізмів основов'язальних машин третього класу третього порядку з одною поступальною та двома обертальними кінематичними парами в прикладній програмі MathCAD.

Наукова новизна. Запропонований аналітичний метод дослідження шарнірно-важільних механізмів, на основі якого проведено комп'ютерне моделювання цільового механізму третього класу з поступальними парами основов'язальної машини.

Практична значимість. Робота полягає у використанні одержаних результатів досліджень при проектуванні цільових типових механізмів машин галузі.

Ключові слова: структурна група Ассура III класу, шарнірно-важільний механізм, основов'язальна машина, закон руху із зупинкою.

Вступ. В сучасних швидкохідних основов'язальних машинах (ОВ-машинах) для приводу петлетвірних органів широко використовуються шарнірно-важільні механізми. Особливістю цих механізмів є забезпечення складних траєкторій та законів руху петлетвірним органам із зупинками впродовж циклу петлетворення, наприклад, крючкова голка машини ОВ-7 при прокладанні нитки основи зупиняється перший раз, а при пресуванні – другий раз. Переважна більшість механізмів ОВ-машин є багатоланковими, деякі з них мають кілька ведучих ланок та групи Ассура високих класів. До таких механізмів можна віднести семиланковий механізм ОВ-машини ФНФ (Англія) (рис. 1) [2], що містить два ведучі кривошипи та складається зі структурної групи третього класу третього порядку з одною поступальною та двома обертальними кінематичними парами. Аналіз структури цього механізму, враховуючи властивості механізмів вищих класів змінювати свій клас в залежності від обраного початкового механізму, наведено в роботі [6]. Подібні механізми є доволі гнучкими з огляду на можливість реалізації різноманітних задач кінематики, оскільки при зміні деяких його геометричних параметрів дозволяють одержати різні закони руху веденої ланки – повзуна, у тому числі закони руху із зупинкою [2].

Постановка завдання. При дослідженні структури та кінематики шарнірних механізмів, у тому числі зі структурними групами Ассура третього та вище класів, зазвичай використовуються прикладні САД-програми, які дозволяють швидше одержати точні результати. У роботах [4, 10, 12-16] та ін. для розв'язку задач кінематики використовується програма MathCAD фірми РТС, особливо при дослідженні механізмів вищих класів, векторні рівняння яких не мають графічного розв'язку. Крім того, використання вбудованих в MathCAD чисельних методів дозволяє скоротити обсяг обчислень та одержати доволі

компактну програму. Перевірку отриманих результатів можна здійснити графічним методом для механізмів вищих класів побудовою планів (положень, швидкостей та прискорень) для декотрих положень механізму, наприклад, використовуючи властивість механізмів вищих класів змінювати клас від вибору ведучої ланки [7, 8].

Для дослідження кінематики подібних механізмів в роботі [3] представлена математична модель механізму третього класу з поступальною кінематичною парою в середовищі Model Vision Studium, згідно з якою визначаються шість невідомих координат трьох характерних точок механізму при спільному розв'язку семи рівнянь. При застосуванні чисельного методу розв'язку цих рівнянь з використанням програми MathCAD є складність в обранні початкових значень невідомих координат, в околиці яких здійснюються пошуки розв'язків, та ймовірність отримати так званий дефект розгалуження [5], при якому функція положення робочого органу механізму може бути відразу відтворена різними складаннями механізму.

Завданням дослідження є створення математичної моделі двокривошипного механізму третього класу четвертого порядку з одною поступальною та трьома обертальними кінематичними парами та проведення комп'ютерного (схемотехнічного) моделювання механізму з метою подальшого розвитку методу векторного перетворення координат для кінематичного аналізу подібних механізмів з використанням прикладної програми MathCAD.

Результати дослідження. При дослідженні механізму за методом векторного перетворення координат позначення всіх вихідних і розрахункових параметрів були прийняті як у роботі [10].

При складанні розрахункової схеми механізму початок координат правої системи координат (ПСК) розміщений в точці P_1 , тобто на осі обертання першого кривошипа 1-2. Ланки механізму представляються векторами та позначаються P_{i-j} (перше число в позначенні вектора вказує на його початок, друге після риски – на його кінець). Характерні точки механізму позначаються P_i (індекс в позначенні точки вказує на її номер). Слід зазначити, що точки P_i є радіус-векторами в обраній ПСК.

Структура механізму, що досліджується, детально описується в роботі [6]. Розрахункова схема механізму (рис. 1), що досліджується, складається з вектора кривошипа P_{1-2} , який в механізмі обертається за годинниковою стрілкою та вектора кривошипа P_{7-6} , що обертається проти годинникової стрілки. До кривошипів P_{1-2} та P_{7-6} приєднується триповідкова група третього класу Асура 2-3-4-5-6 з векторами повідками P_{2-3} та P_{6-4} , базисною ланкою 3-4-5, яка в точці P_5 утворює обертальну кінематичну пару з повзуном, а в точках P_3 , та P_4 обертальні кінематичні пари зі своїми повідками. Робоча точка механізму P_8 розміщується на відростковій P_{5-8} повзуна. Кут U_{N2-5-8} визначає положення відростка P_{5-8} відносно напрямної P_{N1-N2} повзуна. Положення напрямної повзуна задається точкою P_{N1} та кутом α_1 , який визначає її нахил до осі X ПСК. Стояки механізму задаються точками P_1 та P_7 . Призначення інших векторів, що позначені на розрахунковій схемі на рис. 1, описуються нижче в ході розрахунку.

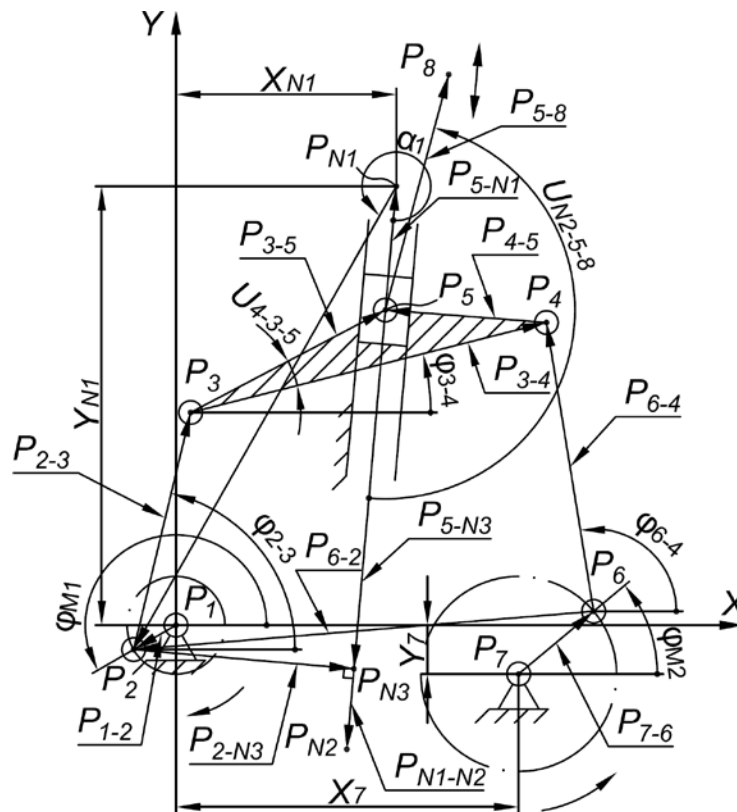


Рис. 1. Розрахункова схема для дослідження двокривошипного механізму третього класу третього порядку з поступальною парою

Для завдання поворотів векторів ланок механізму в MathCAD визначимо матрицю повороту вектора відносно осі Z:

$$T_z(\alpha) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; (1) \text{ де } \alpha - \text{кут повороту вектора.}$$

З використанням матриці (1) запишемо функцію користувача повороту вектора зі змінною його довжини:

$$\rho_1(r_1, \alpha, r_2) := T_z(\alpha) \cdot r_1 \cdot \frac{r_2}{|r_1|}; (2) \text{ де } r_1 - \text{вектор, що повертається;}$$

r_2 – довжина вектора r_1 після його повороту на кут α .

З використанням виразів (1) та (2) визначаються вектори кривошипів P_{1-2} та P_{7-6} та радіуси-вектори точок P_2 та P_6 :

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho_z(e_x, \varphi_{M1}, l_{1-2}); (3) P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1); (4) P_{7-6}(\varphi_1) := \rho_z(e_x, \varphi_{M2}(\varphi_1), l_{7-6}); (5)$$

$$P_6(\varphi_1) := P_7 + P_{7-6}(\varphi_1); (6) \text{ де } e_x := \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} - \text{орт осі X;}$$

φ_1 – поточний кут повороту головного вала;

$\varphi_{M1}(\varphi_1)$ – кут повороту першого кривошипа, який залежить від кута φ_1 .

$\varphi_{M2}(\varphi_1)$ – кут повороту другого кривошипа, який залежить від кута φ_1 .

Кут φ_1 задається у вигляді дискретної змінної, значення якої змінюється від

початкового φ_0 до кінцевого φ_{\max} з кроком $\Delta\varphi_1$:

$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{\max}$. (7) Кут $\varphi_{M1}(\varphi_1)$ першого кривошипа залежить від свого початкового кута встановлення:

$\varphi_{M1}(\varphi_1) := \varphi_1 + \varphi_{M1-0}$. (8) В ОВ-машинах робочі органи петлетворення отримують рух від механізмів, ведучі ланки яких зазвичай закріплюються на головному валові. У випадку використання в механізмі декількох ведучих ланок, останні зв'язані з головним валом передаточним числом. В механізмі, що досліджується, кут повороту другого кривошипа, який залежить від кута повороту першого кривошипа, визначається з такого виразу:

$$\varphi_{M2}(\varphi_1) := Rot_1 \cdot \varphi_{M1}(\varphi_1 - \varphi_{M1-0}) \cdot \frac{Rot_2}{u_{2-1}} + \varphi_{M2-0}, \quad (9) \text{де } Rot_1 \text{ та } Rot_2 \text{ змінна напрямку}$$

повертання кривошипів («+1» – за годинниковою стрілкою, «-1» – проти годинникової стрілки);

φ_{M1-0} та φ_{M2-0} – початкові кути встановлення кривошипів;
 u_{2-1} – передаточне число між валами кривошипів.

Визначаємо вектор P_{6-2} змінної довжини та напрямку, який з'єднує точки P_6 та P_2 кривошипів:

$P_{6-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_6(\varphi_1)$. (10) Визначаємо вектор P_{N1-2} , що з'єднує точку N_1 напрямної повзуна та точку P_2 першого кривошипа:

$P_{N1-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_{N1}$. (11) Довжина перпендикуляра з точки P_2 на напрямну повзуна N_1N_2 , проведеного до точки N_3 , яка належить напрямній N_1N_2 , визначається як векторний добуток вектора P_{N1-2} та орта вектора напрямної P_{N1-N2} :

$$l_{2-N3}(\varphi_1) := (P_{N1-2}(\varphi_1) \times Ort(P_{N1-N2}))_Z, \quad (12) \text{де}$$

$$P_{N1-N2} := \rho_Z(e_X, \alpha_1, l_{N1-N2}), \quad (13) \quad Ort(P_{N1-N2}) := \frac{P_{N1-N2}}{|P_{N1-N2}|}. \quad (14) \text{Оскільки механізм плоский і}$$

розміщується в площині XY ПСК, то в результаті обчислення виразу (12) шукана довжина l_{2-N3} визначатиметься модулем проекції на вісь Z. У виразі (13) α_1 – кут встановлення напрямної повзуна, а l_{N1-N2} – довжина напрямної повзуна (будь-яке дійсне додатне число).

Визначаємо вектор P_{2-N3} перпендикуляра з точки P_2 на напрямну в точку N_3 :

$P_{2-N3}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{N1-N2}, 90, l_{2-N3}(\varphi_1))$, (15) Далі складаємо програмний код обчислювального блоку «Given-Find» [1, 11], до якого увійдуть початкові значення відповідних невідомих змінних, векторні рівняння замкнутості векторних контурів [9] механізму та матриця результатів розрахунку. Згідно з рис. 1 механізм поділено на такі векторні контури: I-ий $P_{6-2} \rightarrow P_{2-3} \rightarrow P_{3-4} \leftarrow P_{6-4}$ та II-ий $P_{2-3} \rightarrow P_{3-5} \rightarrow P_{5-N3} \leftarrow P_{2-N3}$.

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{2-3-0} &:= 80 \\ \varphi_{3-4-0} &:= 10 \\ \varphi_{6-4-0} &:= 95 \\ l_{5-N3-0} &:= 45 \text{ мм} \end{aligned} \right\} \text{початкові умови для}$$

$$\text{розв'язку, (16)} \quad \begin{bmatrix} l_{2-3} \cdot \cos(\varphi_{2-3-0}) \\ l_{2-3} \cdot \sin(\varphi_{2-3-0}) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{3-4} \cdot \cos(\varphi_{3-4-0}) \\ l_{3-4} \cdot \sin(\varphi_{3-4-0}) \\ 0 \end{bmatrix} + P_{6-2}(\varphi_1) = \begin{bmatrix} l_{6-4} \cdot \cos(\varphi_{6-4-0}) \\ l_{6-4} \cdot \sin(\varphi_{6-4-0}) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (17)$$

$$P_{2-N_3}(\varphi_1) = \begin{bmatrix} l_{2-3} \cdot \cos(\varphi_{2-3-0}) \\ l_{2-3} \cdot \sin(\varphi_{2-3-0}) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{3-5} \cdot \cos(\varphi_{3-4-0} + U_{4-3-5}) \\ l_{3-5} \cdot \sin(\varphi_{3-4-0} + U_{4-3-5}) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{5-N_3-0} \cdot \cos(\alpha_1) \\ l_{5-N_3-0} \cdot \sin(\alpha_1) \\ 0 \end{bmatrix}, (18)$$

$$\begin{bmatrix} \varphi_{2-3}(\varphi_1) \\ \varphi_{3-4}(\varphi_1) \\ \varphi_{6-4}(\varphi_1) \\ l_{N_3-5}(\varphi_1) \end{bmatrix} := Find(\varphi_{2-3-0}, \varphi_{3-4-0}, \varphi_{6-4-0}, l_{N_3-5-0}) (19)$$

У виразах (16), (17), (18) та (19) кути φ_{2-3-0} , φ_{3-4-0} , φ_{6-4-0} і φ_{2-3} , φ_{3-4} , φ_{6-4} характеризують відповідні задані початкові та обчислені функцією *Find* поточні кути повороту векторів ланок механізму відповідно P_{2-3} , P_{3-4} , та P_{6-4} ; довжини l_{5-N_3-0} та l_{5-N_3} характеризують відповідно задане початкове та обчислене функцією *Find* поточне значення відстані між точкою P_5 базисної ланки та точкою N_3 напрямної, у яку опущений перпендикуляр з точки P_2 першого кривошипа; кут U_{4-3-5} визначає положення вектора P_{3-5} на базисній ланці відносно вектора P_{3-4} .

Слід зазначити, що значення параметрів φ_{2-3-0} , φ_{3-4-0} , φ_{6-4-0} та l_{5-N_3-0} у виразі (16) початкових умов для розв'язку, залежать від варіанту складання механізму; значення параметра l_{5-N_3-0} може бути будь-яким дійсним додатним числом (наприклад, для механізму, що досліджується, можна прийняти $l_{5-N_3-0} = 45$ мм). Мінімальна кількість варіантів складання для механізму, що досліджується, дорівнює 4. Для визначення потрібного варіанту складання слід провести схемотехнічне моделювання механізму, при якому можливо відслідкувати дефект розгалуження та перевірити стабільність обчислення параметрів механізму чисельним блоком MathCAD.

Використовуючи визначені за виразом (19) параметри, складається програмний код для моделювання рухомих ланок та характерних точок механізму в MathCAD.

Визначаємо вектори повідків P_{2-3} і P_{6-4} та базисної ланки P_{3-4} і P_{3-5} , використовуючи функцію повороту (2):

$$P_{2-3}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{2-3}(\varphi_1), l_{2-3}). (20) \quad P_{3-4}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{3-4}(\varphi_1), l_{3-4}). (21)$$

$$P_{3-5}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{3-4}(\varphi_1), U_{4-3-5}, l_{3-5}). (22) \quad P_{6-4}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{6-4}(\varphi_1), l_{6-4}). (23)$$

Визначаємо радіуси-вектори точок P_3 , P_4 та P_5 :

$$P_3(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) + P_{2-3}(\varphi_1). (24) \quad P_4(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3-4}(\varphi_1). (25) \quad P_5(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3-5}(\varphi_1). (26)$$

Вектор P_{4-5} базисної ланки можна визначити як різницю радіус-векторів точок P_5 та P_4 :

$$P_{4-5}(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) - P_4(\varphi_1). (27)$$

Визначаємо вектор P_{5-8} , що характеризує положення робочої точки механізму відносно повзуна та лінії його руху:

$$P_{5-8} := \rho_Z(P_{N_1-N_2}, U_{N_2-5-8}, l_{5-8}). (28)$$

Радіус-вектор робочої точки механізму P_8 визначається з виразу:

$$P_8(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) + P_{5-8}. (29)$$

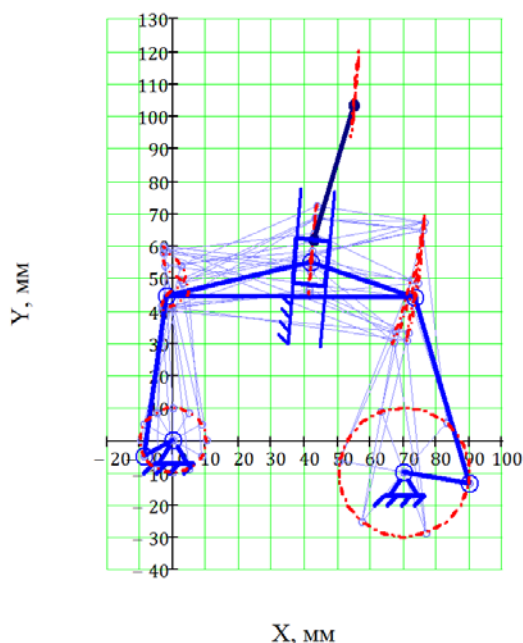


Рис. 2. Графік візуалізації в MathCAD кінематичної схеми механізму третього класу третього порядку з поступальною парою (загальний випадок)

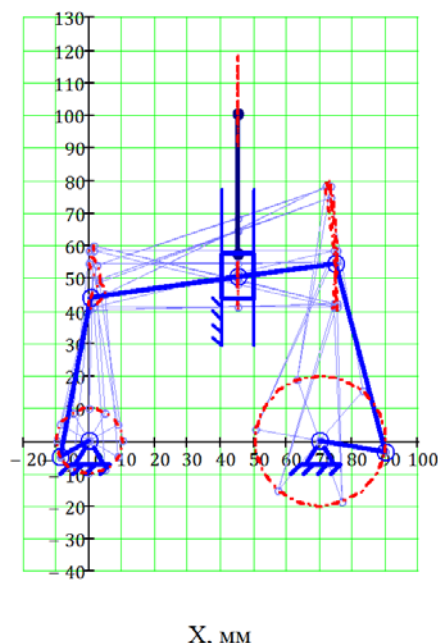


Рис. 3. Графік візуалізації в MathCAD кінематичної схеми механізму ОВ-машини ФНФ (Англія)

Для оцінки стабільності обчислення функції положення робочої точки P_8 проводиться розрахунок відхилення її траєкторії від прямолінійності.

Для цього спочатку визнається вектор P_{5-N1} , а потім його проекція на напрям, перпендикулярний до напрямної N_1N_2 ; ця проекція чисельно дорівнює відхиленню Δ робочої точки механізму від прямолінійності, тобто:

$$P_{5-N1}(\varphi_1) := P_{N1} - P_5(\varphi_1). \quad (30) \quad \Delta(\varphi_1) := (P_{5-N1}(\varphi_1) \times Ort(P_{N1-N2}))_Z. \quad (31)$$



Рис. 4. Графік відхилення траєкторії повзуна від прямолінійної напрямної (крок розрахунку відхилення $\Delta\varphi_1=0,5^\circ$)

Згідно з графіком на рис. 4, побудованому за виразом (31), інтервал відхилення Δ становить близько $\pm 3 \times 10^{-8}$ нанометра, а отже, зважаючи на таке мізерно мале відхилення, можна вважати, що робоча точка P_8 відтворює закон руху по прямій лінії.

Висновки. Отримані математичні вирази дозволяють виконати комп'ютерне моделювання кінематичної схеми двокривошипного механізму третього класу третього порядку з поступальною парою для приводу робочого органу за цикл петлетворення та

дослідити взаємне переміщення робочих органів петлетворення основов'язальної машини із застосуванням програми MathCAD, що представлено в [17]. Результати дослідження можуть бути впроваджені в навчальну дисципліну «Схемотехнічне проектування машин» Київського національного університету технологій та дизайну.

Список використаних джерел

1. Бертяев В. Д. Теоретическая механика на базе MathCAD. Практикум. / В. Д. Бертяев – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 752 с. – ISBN 5-94157-625-0.
2. 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.
3. Гебель Е. С. Кинематический синтез и анализ кривошипно-ползунных механизмов 3-го класса при заданных циклограмме и положении направляющей [Электронный ресурс] / Е. С. Гебель, В. Г. Хомченко, В. В. Клевакин // Научный журнал НИУ ИТМО. Процессы и аппараты пищевых производств. – 2015. - № 2(24). Режим доступа: <http://processes.ihbt.ifmo.ru/file/article/7413.pdf>.
4. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'язальних машин зі структурними групами III класу. [електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Б. В. Орловський, Б. М. Петрів, М. Г. Залюбовський // Технології та дизайн. – 2012. – № 4. – Режим доступу до журн.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html.
5. Кикин А. Б. Разработка методов и средств для структурно-кинематического проектирования рычажных механизмов машин легкой промышленности : дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (легкая промышленность)» / А. Б. Кикин. – СПб, 2006. – 362 с.
6. Кошель С. О. Аналіз складного двокривошипного шестиланкового механізму основов'язальної машини [Електронний ресурс] / С. О. Кошель, Г. В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. - 2014. - № 2. - С. 16-19. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/Vchnu_tekh_2014_2_4.pdf.
7. 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.
8. Кошель С. О. Кінематичне дослідження механізмів з декількома ведучими ланками [Електронний ресурс] / С. О. Кошель, Г. В. Кошель // Наукові нотатки. - 2014. - Вип. 46. - С. 290-294. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/Nn_2014_46_48.pdf.
9. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 576 с.
10. Майданюк Т. А. Схемотехнічне моделювання механізму голок основов'язальної машини. [електронний ресурс] / Т. А. Майданюк, Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Технології та дизайн. – 2012. – № 2. – Режим доступу до журн.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html.
11. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCAD. Учебный курс. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2005. – 448 с. – ISBN 5-94723-530-7.
12. 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>.

13. Мацюк И. Н. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы MathCAD. [электронный ресурс] / И. Н. Мацюк, К. А. Зиборов, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. Том 6. – С. 64-70. – Режим доступа до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.

14. Митрев Р. П. Компьютерный кинематический анализ шестизвенного механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин. [электронный ресурс] / Р. П. Митрев // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. Том 6. – С. 81-88. – Режим доступа до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.

15. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем механізмів з двома ступенями вільності основ'язальних машин / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2010. – № 1. – С. 33-42.

16. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання механізмів основ'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.

17. Владимир Дворжак. (2015). Механизм третьего класса третьего порядка с поступательной парой [відеокліп] / YouTube. 19 серпня (<https://youtu.be/Zc3wAJYYfuk>).

References

1. Bertjaev, V. D. (2005). *Teoreticheskaja mehanika na baze MathCAD. Praktikum. [Theoretical mechanics based on MathCAD. Workshop]*. St. Petersburg: BHV-Petersburg [in Russian].

2. Garbaruk, V. N. (1980) *Proektirovanie trikotazhnyh mashin [Designing knitting machines]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

3. Gebel', E. S. (2015). *Kinematicheskij sintez i analiz krivoshipno-polzunnyh mehanizmov 3-go klassa pri zadannyh ciklogramme i polozhenii napravljajushhej [The kinematic synthesis and analysis of the slider-crank mechanism of 3rd class at specified patterns, and the guides]*. Moscow: NIU ITMO [in Russian].

4. Dvorzhak, V. M. (2012). *Skhemotekhnichne modelyuvannya mekhanizmv osnovov'yazal'nykh mashyn zi strukturnymy hrupamy III klasu [Schematic Modeling of warp knitting machines from structural class III groups]*. Kyiv: KNUTD [in Ukrainian].

5. Kikin, A. B. (2006). *Razrabotka metodov i sredstv dlja strukturno-kinematicheskogo proektirovanija rychazhnyh mehanizmov mashin legkoj promyshlennosti [Development of methods and tools for structural and kinematic linkage design machines of light industry]*. St. Petersburg [in Russian].

6. Koshel', S. O. (2014). *Analiz skladnoho dvokryvoshypnoho shestylankovoho mekhanizmu osnovov'yazal'noyi mashyny [Analysis of the complex mechanisms of warp knitting machines with two cranks and six links]*. Khmel'nitsky: KhNU [in Ukrainian].

7. Koshel', S. O. (2013). *Vyznachennya shvydkostey tochok ploskoho mekhanizmu z strukturnymy hrupamy tret'oho klasu hrafichnym sposobom [Determination of the velocity points flat mechanism with structural groups of the third class graphic way]*. Kyiv: KNUTD [in Ukrainian].

8. Koshel', S. O. (2014). *Kinematychnе doslidzhennya mekhanizmiv z dekil'koma veduchymy lankamy [Kinematic study of the mechanisms leading to several links]*. Lutsk: Naukovi notatky [in Ukrainian].
9. Levitskij, N. I. (1979). *Teorija mehanizmov i mashin [Theory mechanisms and machines]*. Moscow: Nauka [in Russian].
10. Maydanyuk, T. A. (2012). *Skhemotekhnichne modelyuvannya mekhanizmu holok osnovov"yazal'noyi mashyny [Circuit simulation mechanism needle warp knitting machines]*. Kyiv: KNUTD [in Ukrainian].
11. Makarov, E. G. (2005). *Inzhenernye raschety v MathCAD. [Engineering calculations in MathCAD]*. St. Petersburg: Piter [in Russian].
12. Macjuk, I. N. (2012). *Kinematicheskij analiz ploskih rychazhnyh mehanizmov vysokih klassov v programme MathCAD [Kinematic analysis of plane lever mechanisms of high classes in the program MathCAD]*. St. Petersburg: SPBSTU [in Russian].
13. Macjuk, I. N. (2008) *Reshenie vektornyh uravnenij kinematiki mehanizmov s pomoshh'ju programmy MathCAD [Solution vector equations kinematics of mechanisms using MathCAD]*. St. Petersburg: SPBSTU [in Russian].
14. Mitrev, R. P. (2008). *Komp'yuternyj kinematicheskij analiz shestizvennogo mehanizma dlja privoda rabochih organov stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. [Computer kinematic analysis of six-membered mechanism to drive the workers of building and road machines]*. St. Petersburg: SPBSTU [in Russian].
15. Orlovs'kyu, B. V. (2010). *Skhemotekhnichne modelyuvannya kinematychnykh skhem mekhanizmiv z dvoma stupenyamy vil'nosti osnovov"yazal'nykh mashyn [Circuit simulation schemes kinematic mechanisms with two degrees of freedom warp knitting machines]*. Kyiv: KNUTD [in Ukrainian].
16. Orlovs'kyu, B. V. (2013). *Skhemotekhnichne modelyuvannya mekhanizmiv osnovov"yazal'nykh mashyn z tr'oma stupenyamy vil'nosti zi strukturnymy hrupamy III klasu IV poryadku [Schematic Modeling of warp knitting machines with three degrees of freedom with structural group III Class IV order]*. Kyiv: KNUTD [in Ukrainian].
17. Vladimir Dvorzhak. (2015). The mechanism of the third class of third-order sliding pair [video] / YouTube. Aug. 19 (<https://youtu.be/Zc3wAJYYfuk>).

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ОСНОВОВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН СО СТРУКТУРНЫМИ ГРУППАМИ ТРЕТЬЕГО КЛАССА ТРЕТЬЕГО ПОРЯДКА С ПОСТУПАТЕЛЬНЫМИ ПАРАМИ
ДВОРЖАК В. М.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Усовершенствование методов проектирования целевых механизмов основовязальных машин с применением прикладных САД-программ.

Методика. Для выполнения исследований использовался численный метод исследования типовых механизмов машин отрасли.

Результаты. Получены математические модели для кинематики и компьютерного (схемотехнического) моделирования целевых механизмов основовязальных машин третьего класса третьего порядка с одной поступательной и двумя вращательными кинематическими парами в приложении MathCAD.

Научная новизна. Предложен аналитический метод исследования шарнирно-рычажных механизмов, на основе которого проведено компьютерное моделирование целевого механизма третьего класса с поступательными парами основовязальной машины.

Практическая значимость работы состоит в использовании полученных результатов исследований при проектировании целевых типовых механизмов машин отрасли.

Ключевые слова: *структурная группа Ассура III класса, шарнирно-рычажный*

механизм, основовазальних машина, закон движения с выстоем.

**COMPUTER SIMULATION OF MECHANISMS WARP KNITTING MACHINES
WITH STRUCTURAL GROUPS OF THE THIRD CLASS OF THIRD ORDER
WITH SUSTAINED PAIRS**

DVORZHAK V. M.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Improved methods of designing mechanisms warp machines using CAD-software applications.

Methodology. To perform the study used a numerical method for studying the mechanisms of machinery industry standard.

Findings. The mathematical models of kinematics and computer (schematic) simulation purpose vehicles warp machines of the third class of third-order one translational and two rotational kinematic pairs in the program MathCAD.

Originality. The analytical method for studying the hinged-lever mechanisms, on the basis of which the computer modeling of the target mechanism with a third-class translational pairs of warp knitting machines.

Practical Value of the work is the use of the results of research in the design of targeted types of mechanisms of machinery industry.

Keywords: *Assur structural group of class III, hinged-lever mechanism, warp knitting machine, the law of motion with dwell.*