

УДК 687.053.661.2

ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ
ШВЕЙНИХ МАШИН ЗІ СТРУКТУРНИМИ ГРУПАМИ
ТРЕТЬОГО КЛАСУ ТРЕТЬОГО ПОРЯДКУ З ДВОМА
ПОСТУПАЛЬНИМИ ПАРАМИ**

Мета. Вдосконалення методів проектування цільових механізмів технологічних машин легкої промисловості із застосуванням прикладних CAD-програм.

Методика. Використаний чисельний метод векторного розрахунку типових механізмів технологічних машин легкої промисловості.

Результати. Отримані математичні моделі, що описують функції положення рухомих ланок та характерних точок механізму третього класу третього порядку з двома поступальними парами. Виконано схемотехнічне моделювання механізму голки швейної машини для виконання стібків типу 304 (zigzag) в прикладній програмі Mathcad. Побудовані графіки похибки відтворення траєкторій характерними точками механізму, графіки візуалізації та анімації кінематичної схеми механізму в прикладній програмі Mathcad.

Наукова новизна. Запропонований метод аналітичного дослідження шарнірно-важільних механізмів третього класу третього порядку з двома поступальними парами на основі чисельного розв'язку векторних рівнянь кінематики, за допомогою якого створені математичні моделі та проведено схемотехнічне комп'ютерне моделювання механізму голки швейної машини для виконання стібків типу 304 в прикладній CAD-програмі Mathcad.

Практична значимість роботи полягає у використанні одержаних результатів досліджень при проектуванні та кінематичному дослідженні цільових механізмів швейних машин.

Ключові слова: аналіз і моделювання механізмів, структурна група Ассура III класу, механізм коливального руху голки, швейна машина, zigzag.

Вступ. Удосконалення існуючого та створення нового технологічного обладнання легкої промисловості пов'язано зі створенням функціонально-досконалих його механізмів, визначенням основних кінематичних параметрів ланок цих механізмів, дослідженням траєкторій характерних точок, законів руху робочих органів тощо.

Для забезпечення складних законів руху робочим органам декотрих технологічних машин легкої промисловості та складних траєкторій характерних точок їхніх механізмів, зокрема і швейних машин, застосовуються багатоланкові важільні механізми вищих класів. Але використання в машині механізмів вищих класів значно ускладнює розрахунки. Існуючі аналітичні методи дослідження механізмів третього класу досить громіздкі [1], тому доцільно користуватися наближеними методами, які можуть бути успішно реалізовані із використанням сучасних прикладних CAD-програм [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], що дозволить автоматизувати сам процес дослідження та значно підвищити точність результатів.

Постановка завдання. У теперішній час моделювання є основою при проведенні досліджень майже в усіх областях науки і техніки. При проектуванні механізмів технологічних машин важливого значення набуває математичне моделювання, яке, використовуючи досягнення комп'ютерних прикладних CAD-програм, дає можливість застосовувати аналітичні та чисельні методи розв'язку задач синтезу та аналізу механізмів машин на сучасному рівні та з будь-якою точністю визначати геометричні, кінематичні та

динамічні параметри механізму, а також встановлювати взаємозв'язок між цими параметрами. Тому розробка методів комп'ютерного моделювання механізмів технологічних машин та застосування для цього сучасних прикладних комп'ютерних програм є своєчасним завданням.

Завданням цього дослідження є створення математичних моделей, які описують функції положення рухомих ланок та характерних точок механізму третього класу третього порядку з двома поступальними парами, який застосований для коливального руху робочого органу (голки) швейної машини для виконання стібків типу 304, на основі чисельного розв'язку векторних рівнянь кінематики; створення програмного коду на основі вказаних математичних залежностей; проведення схематичного моделювання кінематичної схеми з побудовою графіків візуалізації та анімації в прикладній програмі Mahcad.

Результати дослідження. Для дослідження механізму введемо праву систему координат (ПСК). Вісь X ПСК спрямуємо вздовж осі головного вала ліворуч, як зображено на рис. 1, вісь Y – вертикально вгору, а вісь Z спрямуємо так, щоб утворилась права система координат (на рис. 1 вісь Z спрямовується на спостерігача). Початок координат виберемо в точці P_1 – в центрі обертання ведучої ланки механізму коливального руху робочого органу.

В якості ведучої ланки механізму коливального руху можуть використовуватися ексцентрики, три-, чотири-, або п'ятицентрові кулачки й інші програмоносії [2]. Для розрахунку приймемо, що ведучою ланкою вказаного механізму є ексцентрик, який зобразимо на схемі на рис. 1 умовно у вигляді кривошипа I .

Ланки механізму представляються векторами та позначаються $P_{i,j}$ (індекси i та j вказують відповідно на точки початку та кінця вектора-ланки). Характерні точки механізму, такі як центри обертальних кінематичних пар, робочі точки, центри мас тощо, представляються векторами та позначаються P_i (індекс i тут вказує на номер точки радіус-вектора в обраній ПСК).

Структура механізму, що досліджується, детально описується в роботі [2]. Робочий орган механізму отримує складний рух, який складається зі зворотно-поступального та коливального рухів. Механізм коливального руху робочого органу розміщується в площині XU ПСК, механізм зворотно-поступального руху робочого органу розміщується в площині YZ ПСК. Розрахункова схема механізму (рис. 1), що досліджується, складається з вектора кривошипа $P_{1,2}$, який в механізмі обертається проти годинникової стрілки. До кривошипа $P_{1,2}$ приєднується триповідкова група Асура третього класу 2-3-4-5 з вектором повідком $P_{5,4}$, базисною ланкою 2-3-4, яка в точках P_2 та P_3 утворює обертальні кінематичні пари з повзунами 4 та 5, а в точці P_4 обертальну кінематичну пару зі своїм повідком 5-4. Повідок 5-4 представляє собою кулісу коромислового типу, яка забезпечує коливальний рух робочого органу. Кут $U_{3,2,4}$ визначає взаємне положення векторів $P_{2,3}$ та $P_{3,4}$ базисної ланки. Положення напрямної повзуна 4 змінюється при роботі механізму та визначається вектором $P_{2,3}$. Положення напрямної повзуна 5 визначається точкою P_{N1} та кутом α_1 її нахилу до осі X ПСК. Зміною кута нахилу α_1 в механізмі забезпечується зміна розмаху коливань вектора $P_{5,4}$ відносно точки P_5 . Стояки механізму задаються точками P_1 та P_5 .

Робоча точка механізму P_{G5} належить вектору-ланці $P_{G4,5}$. Зворотно-поступальний рух робочий орган одержує від типового кривошипно-повзунного механізму, який на рис. 1 позначений векторами-ланками кривошипом $P_{G1,2}$ та шатуном $P_{G2,3}$ з повзуном-голководом

P_{G3} . Передача зворотно-поступального руху робочому органу здійснюється повідком, який зображується на схемі вектором-ланкою змінної величини P_{G3-4} . Призначення інших векторів, що позначені на розрахунковій схемі на рис. 1, описуються далі в ході розрахунку.

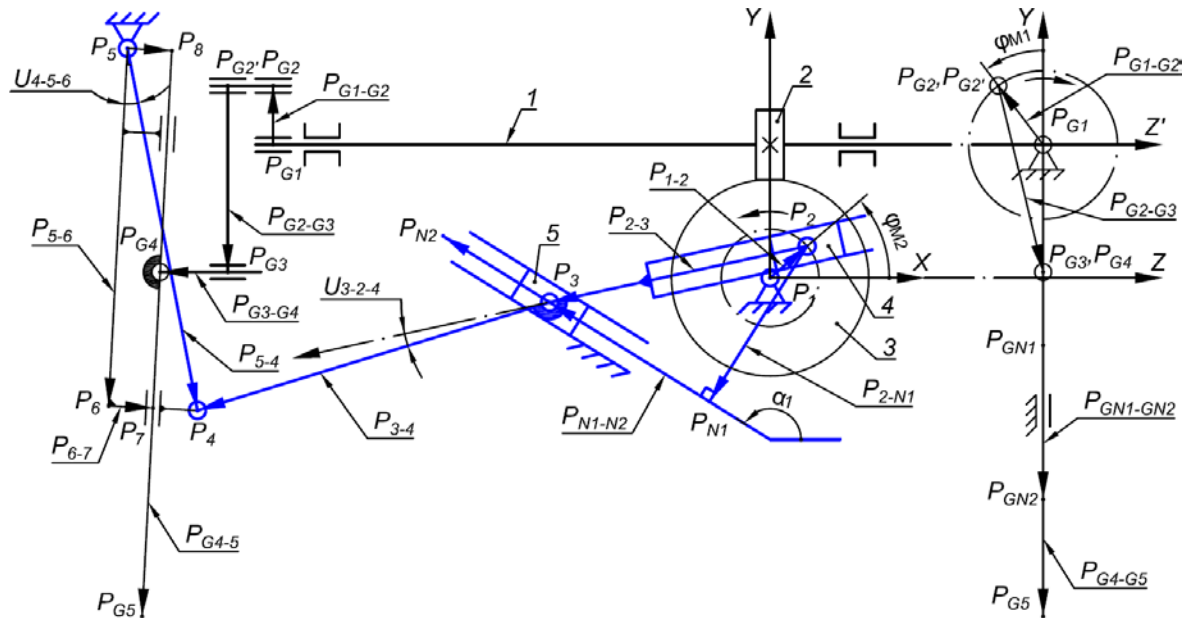


Рис. 1. Розрахункова схема для дослідження механізму третього класу третього порядку з двома поступальними парами (на прикладі механізму коливального руху голки швейної машини для виконання стібків типу 304)

Для завдання поворотів векторів-ланок механізму в Mathcad визначимо матриці повороту вектора відносно осей X та Z [12]:

$$R_X(\alpha_X) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha_X) & -\sin(\alpha_X) \\ 0 & \sin(\alpha_X) & \cos(\alpha_X) \end{pmatrix}; \quad R_Z(\alpha_Z) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha_Z) & -\sin(\alpha_Z) & 0 \\ \sin(\alpha_Z) & \cos(\alpha_Z) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad (1)$$

де α_X, α_Z – кути повороту вектора навколо відповідної осі координат.

З використанням матриць (1) запишемо функції користувача повороту вектора зі зміною його довжини [7]:

$$\rho_X(r_1, \alpha_X, l_2) := R_X(\alpha_X) \cdot \text{Ort}(r_1) \cdot l_2; \quad \rho_Z(r_1, \alpha_Z, l_2) := R_Z(\alpha_Z) \cdot \text{Ort}(r_1) \cdot l_2; \quad (2)$$

де r_1 – вектор, що повертається;

l_2 – довжина нового вектора ρ_X , або ρ_Z після повороту вихідного вектора r_1 на кут α_X , або α_Z , відповідно;

$\text{Ort}(r_1)$ – орт вектора r_1 [7].

З використанням виразів (1) та (2) визначаються вектори кривошипів P_{1-2} та P_{G1-G2} та радіуси-вектори точок P_2 та P_{G2} :

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{M2}(\varphi_1), l_{1-2}); \quad P_{G1-G2}(\varphi_1) := \rho_X(e_Y, \varphi_{M1}(\varphi_1), l_{G1-G2}); \quad (3)$$

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1); \quad P_{G2}(\varphi_1) := P_{G1} + P_{G1-G2}(\varphi_1); \quad (4)$$

де $e_X := (1 \ 0 \ 0)^T$ – орт осі X ; $e_Z := (0 \ 0 \ 1)^T$ – орт осі Z ; (тут « T » – символ транспонування вектора, або матриці);

φ_1 – поточний кут повороту головного вала;

$\varphi_{M1}(\varphi_1)$ – поточний кут повороту кривошипа механізму зворотно-поступального руху;

$\varphi_{M2}(\varphi_1)$ – поточний кут повороту кривошипа механізму коливального руху.

Кут φ_1 задається у вигляді дискретної змінної, значення якої змінюється від початкового φ_0 до кінцевого φ_{\max} з кроком $\Delta\varphi_1$:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \dots \varphi_{\max}. \quad (5)$$

Кут $\varphi_{M1}(\varphi_1)$ залежить від початкового кута встановлення кривошипа механізму зворотно-поступального руху:

$$\varphi_{M1}(\varphi_1) := \varphi_1 + \varphi_{M1_0}. \quad (6)$$

Кут $\varphi_{M2}(\varphi_1)$ залежить від кута повороту головного вала і визначається з виразу [7]:

$$\varphi_{M2}(\varphi_1) := Rot_1 \cdot \varphi_{M1}(\varphi_1 - \varphi_{M1_0}) \cdot \frac{Rot_2}{u_{2_1}} + \varphi_{M2_0}, \quad (7)$$

де Rot_1 та Rot_2 змінні напрямку повертання кривошипів (якщо їхнє значення «+1» – за годинниковою стрілкою, «-1» – проти годинникової стрілки);

φ_{M1_0} та φ_{M2_0} – початкові кути встановлення кривошипів (φ_{M1_0} відраховується від осі X , а φ_{M2_0} – від осі Y);

u_{2_1} – передаточне число між валом кривошипа механізму коливального руху та головним валом (передаточне число гвинтової зубчатої передачі з колесами 1 та 2).

Переходимо до математичного моделювання механізму коливального руху. Визначаємо змінний вектор P_{5_2} , який з'єднує точки P_5 стояка та P_2 кривошипа:

$$P_{5_2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_5. \quad (8)$$

Визначаємо вектор P_{N1_2} , що з'єднує точки N_1 напрямної повзуна 5 та P_2 кривошипа:

$$P_{N1_2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_{N1}. \quad (9)$$

Довжина перпендикуляра з точки P_2 на напрямну N_1N_2 повзуна 5, що проведений до точки N_3 напрямної N_1N_2 , визначається як модуль векторного добутку вектора P_{N1_2} та орта вектора напрямної P_{N1N2} в напрямку осі Z ПСК:

$$l_{2_N3}(\varphi_1) := \left| \left(P_{N1_2}(\varphi_1) \times Ort(P_{N1N2}) \right) \right|_Z, \quad (10)$$

$$\text{де } P_{N1N2} := \rho_Z(e_X, \alpha_1, l_{N1N2}); \quad (11)$$

α_1 – кут встановлення напрямної повзуна 5;

l_{N1N2} – довжина напрямної повзуна 5.

Визначаємо вектор P_{2_N3} перпендикуляра з точки P_2 на напрямну в точку N_3 :

$$P_{2_N3}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{N1N2}, 90^\circ, l_{2_N3}(\varphi_1)), \quad (12)$$

Далі складаємо програмний код обчислювального блоку «*Given-Find*», до якого увійдуть початкові значення відповідних невідомих змінних, векторні рівняння замкнутості векторних контурів механізму та матриця результатів розрахунку. Згідно з рис. 1 механізм можна поділити на такі векторні контури:

$$I\text{-й: } P_{5_2} \rightarrow P_{2_3} \rightarrow P_{3_4} \leftarrow P_{5_4}; \quad II\text{-й: } P_{2_N3} \rightarrow P_{N3_3} \leftarrow P_{2_3}.$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{2_3_0} &:= -160^\circ \\ \varphi_{5_4_0} &:= -75^\circ \\ l_{N3_3_0} &:= 10 \text{ мм} \\ l_{2_3_0} &:= 10 \text{ мм} \end{aligned} \right\} \text{ блок початкових умов для розв'язку,} \quad (13)$$

блок векторних рівнянь замкнутості векторних контурів:

$$\begin{bmatrix} l_{2_3_0} \cdot \cos(\varphi_{2_3_0}) \\ l_{2_3_0} \cdot \sin(\varphi_{2_3_0}) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{2_3_0} + U_{3_2_4}) \\ l_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{2_3_0} + U_{3_2_4}) \\ 0 \end{bmatrix} + P_{5_2}(\varphi_1) = \begin{bmatrix} l_{5_4} \cdot \cos(\varphi_{5_4_0}) \\ l_{5_4} \cdot \sin(\varphi_{5_4_0}) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (14)$$

$$P_{2_N3}(\varphi_1) + \begin{bmatrix} l_{N3_3_0} \cdot \cos(\alpha_1) \\ l_{N3_3_0} \cdot \sin(\alpha_1) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{2_3_0} \cdot \cos(\varphi_{2_3_0}) \\ l_{2_3_0} \cdot \sin(\varphi_{2_3_0}) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (15)$$

матриця результатів розрахунку:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{2_3}(\varphi_1) \\ \varphi_{5_4}(\varphi_1) \\ l_{N3_3}(\varphi_1) \\ l_{2_3}(\varphi_1) \end{bmatrix} := \text{Find}(\varphi_{2_3_0}, \varphi_{5_4_0}, l_{N3_3_0}, l_{2_3_0}). \quad (16)$$

У виразах (13), (14), (15) та (16) кути $\varphi_{2_3_0}$, $\varphi_{5_4_0}$ і φ_{2_3} , φ_{5_4} характеризують відповідні задані початкові та обчислені функцією *Find* поточні кути повороту векторів ланок механізму відповідно P_{2_3} та P_{5_4} ; довжини $l_{N3_3_0}$, $l_{2_3_0}$ та l_{N3_3} , l_{2_3} характеризують відповідні задані початкові та обчислені функцією *Find* поточні значення відстані між точкою P_2 та точками N_3 напрямної та P_3 базисної ланки; кут $U_{3_2_4}$ визначає взаємне положення векторів P_{2_3} та P_{3_4} базисної ланки.

Слід відмітити, що початкові значення параметрів $\varphi_{2_3_0}$, $\varphi_{5_4_0}$ та $l_{N3_3_0}$, $l_{2_3_0}$ у виразі (13) залежать від варіанту складання механізму коливального руху робочого органу. Початкові значення параметрів визначалися за кінематичною схемою механізму. Мінімальна кількість варіантів складання цього механізму без урахування «дефекту галуження» [10] дорівнює 4. Для визначення потрібного варіанту складання слід провести схемотехнічне моделювання механізму, при якому можливо відслідкувати «дефект галуження» та перевірити стабільність обчислення параметрів механізму чисельним блоком Mathcad.

Використовуючи визначені за виразом (16) параметри, складаємо вирази для моделювання рухомих ланок та характерних точок механізму коливального руху в Mathcad.

Визначаємо вектори P_{N3_3} , P_{2_3} і P_{3_4} та P_{5_4} , використовуючи функції повороту (2), та радіуси-вектори точок P_3 , P_4 та P_5 згідно з афінними перетвореннями:

$$P_{N3_3}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{N1_N2}, 0^\circ, l_{N3_3}(\varphi_1)). \quad (17)$$

$$P_3(\varphi_1) := P_{N3}(\varphi_1) + P_{N3_3}(\varphi_1) \quad \text{та} \quad P_{2_3}(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) - P_2(\varphi_1), \quad (18)$$

$$\text{або} \quad P_{2_3}(\varphi_1) := \rho_Z(e_x, \varphi_{2_3}(\varphi_1), l_{2_3}(\varphi_1)) \quad \text{та} \quad P_3(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) + P_{2_3}(\varphi_1). \quad (19)$$

$$P_{3_4}(\varphi_1) := \rho_Z(e_x, \varphi_{2_3}(\varphi_1) + U_{3_2_4}, l_{3_4}). \quad (20)$$

$$P_{5_4}(\varphi_1) := \rho_Z(e_x, \varphi_{5_4}(\varphi_1), l_{5_4}). \quad (21)$$

$$P_4(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3_4}(\varphi_1), \quad \text{або} \quad P_4(\varphi_1) := P_5 + P_{5_4}(\varphi_1). \quad (22)$$

Радіус-вектори характерних точок механізму коливального руху, а саме P_1 , $P_2(f_1)$, $P_3(f_1)$, $P_4(f_1)$, P_5 , P_{N1} та P_{N2} забезпечують побудову схеми механізму на графіку візуалізації та анімації в Mathcad (рис. 2).

Переходимо до математичного моделювання механізму поступального руху робочого органу. Визначаємо вектор-ланку шатун P_{G2_G3} , використовуючи функції повороту (2), та радіус-вектор точки P_{G3} , використовуючи функцію користувача «повзун», отриману в роботі [11], яку представляємо у вигляді:

$$P_{G3}(\varphi_1) := Povzun(P_{G2}(\varphi_1), P_{GN1}, P_{GN2}, l_{G2_G3}, P_{GN2}). \quad (23)$$

Вектор-ланку шатун P_{G2_G3} визначаємо як різницю векторів-точок P_{G3} та P_{G2} :

$$P_{G2_G3}(\varphi_1) := P_{G3}(\varphi_1) - P_{G2}(\varphi_1). \quad (24)$$

Визначаємо радіус-вектор точки P_{G4} , яка характеризує обертальну кінематичну пару повідок-голковід, згідно з функцією користувача для визначення координат точки перетину двох векторів (в нашому випадку векторів P_{8_7} та P_{G3_G4}), заданих відповідними координатами їхніх початків та кінців P_7 , P_8 , P_{G3} та P'_{G4} , отриману в [8]:

$$P_{G4}(\varphi_1) := P_{per}(P_8(\varphi_1), P_7(\varphi_1), P_3(\varphi_1), P'_{G4}(\varphi_1)), \quad (25)$$

де $P'_{G4}(f_1)$ – точка, яка визначає кінець орта e_{G3_G4} вектора P_{G3_G4} ; орт e_{G3_G4} збігається з віссю повідка голководу, яка при роботі механізму, що досліджується, паралельна до осі X:

$$P'_{G4}(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + \rho_z(-e_x, 0^\circ, 1M).$$

Вектор повідка дорівнює різниці радіус-векторів точок P_{G4} та P_{G3} , тобто:

$$P_{G3_G4}(\varphi_1) := P_{G4}(\varphi_1) - P_{G3}(\varphi_1). \quad (26)$$

Радіус-вектори точок P_7 та P_8 у виразі (26) характеризують лінію руху робочого органу по напрямній, що визначається векторами P_{5_6} , P_{5_8} та P_{6_7} ($P_{5_8} = P_{6_7}$), та залежать від вектора P_{5_4} . Вказані вектори можна визначити та такими виразами:

$$P_{5_6}(\varphi_1) := \rho_z(P_{5_4}(\varphi_1), U_{4_5_6}, l_{5_6}); \quad P_6(\varphi_1) := P_5 + P_{5_6}(\varphi_1); \quad (27)$$

$$P_{6_7}(\varphi_1) := \rho_z(P_{5_6}(\varphi_1), 90^\circ, l_{6_7}); \quad P_7(\varphi_1) := P_6(\varphi_1) + P_{6_7}(\varphi_1); \quad (28)$$

$$P_8(\varphi_1) := P_5 + P_{6_7}(\varphi_1). \quad (29)$$

Залишається визначити вектор P_{G4_G5} , що характеризує розташування робочої точки механізму на лінії її руху (він визначається лінією між точками P_7 та P_8), а також визначити її радіус-вектор P_{G5} :

$$P_{G4_G5}(\varphi_1) := \rho_z(P_{5_6}(\varphi_1), 0, l_{G4_G5}); \quad (30)$$

$$P_{G5}(\varphi_1) := P_{G4}(\varphi_1) + P_{G4_G5}(\varphi_1). \quad (31)$$

Для розрахунку значення параметрів кінематичної схеми механізму були взяті з [2].

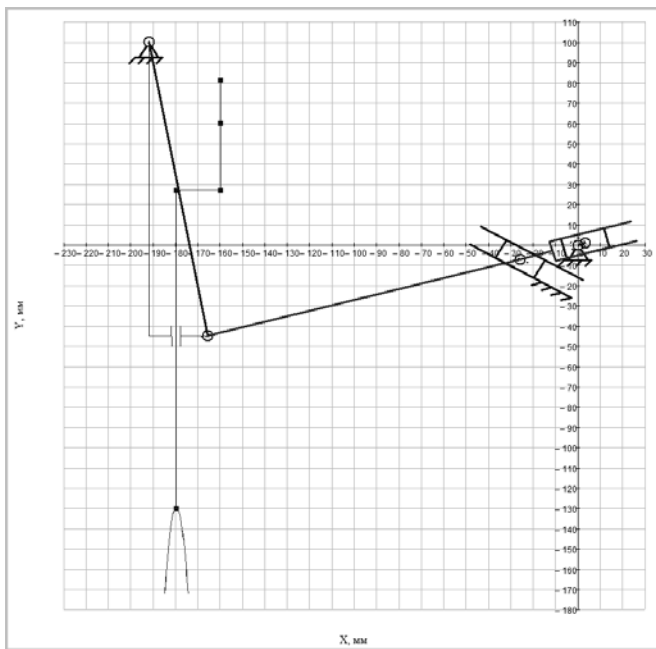


Рис. 2. Графік візуалізації в Mathcad кінематичної схеми механізму (анімація графіка представлена в [13])

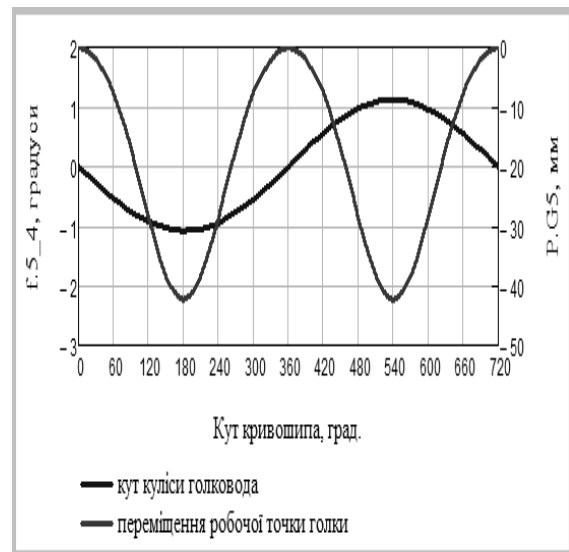
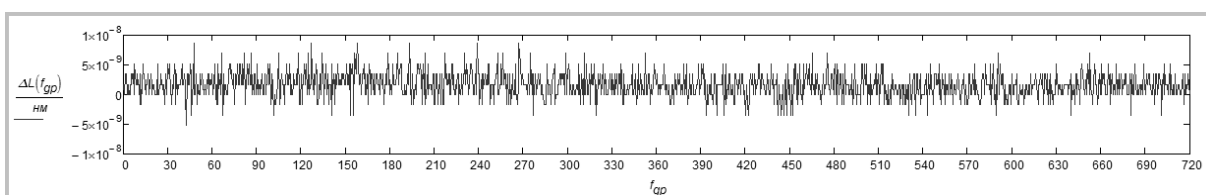


Рис. 3. Графік в Mathcad функції кута повороту куліси голковода $f_{5_4}(f_1)$, сумішений з графіком функції положення робочої точки механізму $P_{G5}(f_1)$ при $f_{max} = 720^\circ$

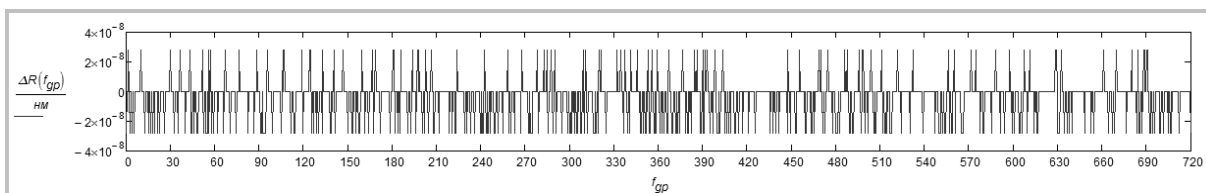
Для оцінки стабільності обчислення функції положення характерних точок P_3 та P_4 проводиться розрахунок відхилення їхніх траєкторії від прямої та дуги кола відповідно. Для точки P_3 спочатку визнається вектор P_{3_N1} , а потім його проекція на напрям, перпендикулярний до напрямної N_1N_2 ; ця проекція чисельно дорівнює відхиленню ΔL робочої точки механізму від прямолінійності, тобто:

$$P_{3_N1}(\varphi_1) := P_{N1} - P_3(\varphi_1). \quad (32)$$

$$\Delta L(\varphi_1) := (P_{3_N1}(\varphi_1) \times Ort(P_{N1_N2}))_Z. \quad (33)$$



а



б

Рис. 4. Графіки в Mathcad відхилення траєкторій точок (крок розрахунку відхилення $\Delta\varphi_1=0,5^\circ$):
 а) повзуна 4 (точка P_3) від прямолінійної напрямної
 б) точки P_4 від дуги кола радіуса L_{5_4}

Згідно з графіком на рис. 4, а, побудованому за виразом (36), інтервал відхилення ΔL

лежить в границях від $+9 \times 10^{-9}$ до -5×10^{-9} нанометра, а отже, зважаючи на таке мізерно мале відхилення, можна вважати, що точка P_3 відтворює закон руху по прямій лінії.

Згідно з графіком на рис. 4, б, побудованому за виразом $\Delta R(\varphi_1) := L_{5_4} - |P_{5_4}(\varphi_1)|$, інтервал відхилення ΔR становить близько $\pm 3 \times 10^{-8}$ нанометра, а отже, зважаючи на таке мізерно мале відхилення, можна вважати, що точка P_4 відтворює закон руху по дузі кола радіуса L_{5_4} .

Висновки. Отримані математичні вирази, що описують функції положення рухомих ланок у вигляді векторів-ланок та функції положення характерних точок у вигляді радіус-векторів, на основі яких створений програмний код для схемотехнічного комп'ютерного моделювання кінематичної схеми механізму третього класу третього порядку за класифікацією Ассура з двома поступальними парами із застосуванням програми Mathcad. Побудовані 3-D графіки візуалізації та анімації кінематичної схеми механізму голки швейної машини для виконання стібків типу 304 (зигзаг), графіки функції положення характерних точок та рухомих ланок механізму в програмі Mathcad, здійснено оцінку точності роботи механізму за графіками відхилення траєкторій його характерних точок.

Подальші дослідження будуть спрямовані на математичне моделювання механізму третього класу третього порядку з двома поступальними парами для коливального руху робочого органу, який отримує рух від кулачка (три-, чотири- та п'ятицентрового). Результати можуть бути використані для подальшого дослідження кінематики та динаміки подібних механізмів із застосуванням методу векторного перетворення координат, а також для визначення взаємних переміщень характерних точок робочих органів технологічних машин у режимі реального часу із застосуванням програми Mathcad.

Результати досліджень впроваджені в навчальні дисципліни «Схемотехнічне проектування машин» та «Розрахунок та конструювання типових машин» кафедри прикладної механіки та машин КНУТД.

Список використаних джерел

1. *Осипова О. И.* Кинематический анализ и синтез механизмов с шестизвенной четырехповодковой структурной группой и выстоями выходных звеньев : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.18 «Теория механизмов и машин» / О. И. Осипова. – Омск, 2012. – 26 с.
2. *Гебель Е. С.* Кинематический синтез и анализ кривошипно-ползунных механизмов 3-го класса при заданных циклограмме и положении направляющей [Електронний 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>.
3. *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.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html.
4. *Дворжак В.М.* Комп'ютерне моделювання механізмів основов'язальних машин зі структурними групами третього класу третього порядку з поступальними парами / В.М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2015. – № 6. – С. 37-46.
5. *Мацюк И. Н.* Кинематический анализ плоских рычажных механизмов высоких

классов в программе Mathcad. [електронний 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. Мацюк И. Н. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы Mathcad. [електронний 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>.

7. 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.

8. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 1 [електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2011. – № 1. – Режим доступа до журн.: http://www.nbuuv.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html.

9. Пищиков В. О. Проективання швейних машин / В. О. Пищиков, Б. В. Орловський – К.: Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.

10. 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.

11. 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.

12. Preumont A. Théorie générale des systèmes articulés. Introduction à la robotique / André Preumont – Bruxelles : ULB, 2001. – 192 p.

13. Владимир Дворжак. (2016). Механизм третьего класса третьего порядка с двумя поступательными парами [відеокліп] / YouTube. 4 вересня (https://youtu.be/ega_mQEGcjM).

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ШВЕЙНЫХ МАШИН СО СТРУКТУРНЫМИ ГРУППАМИ ТРЕТЬЕГО КЛАССА ТРЕТЬЕГО ПОРЯДКА С ДВУМЯ ПОСТУПАТЕЛЬНЫМИ ПАРАМИ ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

Цель. Совершенствование методов проектирования механизмов технологических машин легкой промышленности с применением прикладных САД-программ.

Методика. Использован численный метод векторного расчета типовых механизмов технологических машин легкой промышленности.

Результаты. Получены математические модели, описывающие функции положения подвижных звеньев и характерных точек механизма третьего класса третьего порядка с двумя поступательными парами. Выполнено схемотехническое моделирование механизма иглы швейной машины для выполнения стежков типа 304 (зигзаг) в приложении Mathcad. Построены графики погрешности воспроизведения траекторий характерными точками механизма, графики визуализации и анимации кинематической схемы механизма в приложении Mathcad.

Научная новизна. Предложен метод аналитического исследования шарнирно-рычажных механизмов третьего класса третьего порядка с двумя поступательными парами на основе численного решения векторных уравнений кинематики, с помощью которого

созданы математические модели и проведено схмотехническое компьютерное моделирование механизма иглы швейной машины для выполнения стежков типа 304 в прикладной CAD-программе Mathcad.

Практическая значимость работы заключается в использовании полученных результатов исследований при проектировании и кинематическом исследовании целевых механизмов швейных машин.

Ключевые слова: *анализ и моделирование механизмов, структурная группа Ассура III класса, механизм колебательного движения иглы, швейная машина, зигзаг.*

MATHEMATICAL MODELING OF MECHANISMS SEWING MACHINES WITH STRUCTURE GROUP THIRD CLASS OF THE THIRD ORDER WITH TWO PAIRS TRANSLATIONAL

DVORZHAK V. M.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Improving methods of designing technological machines mechanisms of light industry in CAD-programs.

Methodology. We used a numerical method of calculating machines mechanisms based vectors.

Findings. The mathematical models that describe the function of the position of mobile units, and the characteristic points of the third class of third-order mechanism with two translational pairs. Achieved circuit simulation sewing machine needle mechanism for performing stitch type 304 (zigzag) in Mathcad application. The graphs of error paths playback mechanism characteristic points, visualization graphics and animation, kinematic scheme of the mechanism in Mathcad application.

Originality. The method of analytical study hinged-lever mechanisms of the third class of third order with two translational pairs based on the numerical solution of vector equations kinematics by which mathematical models and carried schematic computer simulation of the sewing machine needle mechanism for performing stitch type 304 in the application the product range CAD-program Mathcad.

Practical Value is to use the results of research in the design and kinematic study of the target sewing machine mechanisms.

Keywords: *analysis and simulation of mechanisms, structural Assur group class III, the mechanism of vibrational motion of the needle, sewing machine, zigzag.*