

Висновки

Розроблено методику визначення профілів прогинів багат шарових співвісних валів у машинах легкої промисловості дозволяє за заданим алгоритмом розраховувати деформації валів з будь-якою кількістю шарів для правильного проектування машин, які були запатентовані авторами. Алгоритм дозволяє змінювати розташування опор, на основі чого знаходиться найбільш раціональне їх розташування. Розроблена методика реалізована у програмному середовищі MathCAD. Наведені діаграми максимальних прогинів, які ілюструють найбільш раціональне розташування опор, що відповідає найменшому відхиленню профілю прогинів. Наведено приклад розрахунку для п'яти валів. Найменше середнє відхилення прогинів реалізується для розташування опори на третьому валу

ЛІТЕРАТУРА

1. Рябчиков Н.Л. Теоретичне обґрунтування і експериментальна перевірка утворення одностороннього човникового стібка // Вісник Східноукраїнського національного університету. – №1[107]. – 2007. – с.360–364.
2. John Giordano The sewing machine guide : tips on choosing, buying, and refurbishing Newtown, CT : Taunton Press. – 1997. – с. 105.
3. Франц В.Я. Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт швейного оборудования. – М.: – Academia. – 2005. – с. 320.
4. Франц В.Я. Швейные машины. – М.: – Академия. – 2004. – 160 с.
5. Рябчиков М.Л. Розрахунки на міцність у швейному виробництві. – К.: – Інститут системних досліджень Міністерства освіти України. – 1994. – 102 с.
6. Рябчиков М.Л., Бірюкова О.М. Виявлення колізій елементів і робочих органів механізмів машин в новітніх методах утворення ланцюгових стібків // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – № 5. – Частина 1. – т. 1. – с. 67–71.
7. Рябчиков М.Л. Дейнека І.Г., Сапронова С.Ю. Розрахунок і конструювання машин легкої промисловості // Харків-Луганськ: МОН України. УПА, СЧУ ім. Даля. – 2005. – 116 с.
8. Охрана труда на швейных предприятиях: Учебное пособие / В.Я.Франц. – М.: Легпромбытиздат, 1987. – 184 с.

Надійшла 08.02.2010

УДК 677.055

**СХЕМОТЕХНІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ
З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

Б.В. ОРЛОВСЬКИЙ, В.М. ДВОРЖАК

Київський національний університет технологій та дизайну

Розглянуто застосування аналітичного методу векторного перетворення координат для кінематичного дослідження багатоланкових важільних механізмів з двома ступенями вільності на прикладі механізмів, які мають два початкові механізми I класу та приєднані двоповодкові групи Асура I та II видів

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом дослідження є функція положення механізмів з двома ступенями вільності основов'язальних машин. Для розв'язання задач, що поставлені в цій роботі, було використано метод

перетворення координат із застосуванням програми, яка була створена в середовищі математичного процесора MathCAD для розрахунку циклових механізмів [2].

Постановка завдання

В основов'язальних машинах для забезпечення робочим органам закону руху з декількома зупинками впродовж циклу петлетворення, або складної траєкторії, наприклад, у формі вісімки, широко використовуються багатоланкові важільні механізми з двома й більше ступенями вільності [3]. Завданням дослідження є розробка математичних моделей кінематичних схем таких механізмів для автоматизації розрахунків з використанням ЕОМ з метою вдосконалення етапу їхнього проектування.

Результати та їх обговорення

В якості об'єкта дослідження було вибрано семиланковий механізм кривошипних голок основов'язальної машини «Фаворит» моделі 14/0950 фірми Вірт (Німеччина) (рис. 1). Цей механізм містить [4] два кривошипи 1–2 та 7–8, які обертаються в протилежних напрямках з різною кутовою швидкістю. Кривошип 1–2 з'єднано з шатуном 2–3, який у свою чергу з'єднаний з коромислом 3–4. У машині «Фаворит» коромисло 3–4 виконано у вигляді полого циліндра, усередині якого рухається плунжер, на якому закріплюється голечниця з кривошовими голками (робоча точка кривошової голки на рис. 1 позначена позицією 10). Плунжер отримує поступальний рух відносно полого циліндра від шатуна 8–9, який утворює з ним обертальну кінематичну пару (точка 9) та з'єднаний з кривошипом 7–8. Положення кривошипа 1–2 визначається кутом φ_1 , який відраховується від осі X за годинниковою стрілкою; положення кривошипа 7–8 визначається кутом φ_4 , який відраховується від осі X проти годинникової стрілки. При цьому кут φ_4 залежить від кута φ_1 , оскільки вал (точка 7), на якому закріплюється ведене зубчасте колесо та кривошип 7–8, отримує обертальний рух від ведучого зубчастого колеса, що з'єднується з веденим зубчастим колесом та кріпиться на валу (точка 1), на якому закріплюється кривошип 1–2. Залежність кута φ_4 від кута φ_1 описується таким виразом (1):

$$\varphi_4 := k \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi - [k \cdot \varphi_{01} + \Delta\varphi - (\varphi_{01} + \Delta\varphi)], \quad (1)$$

де k – коефіцієнт співвідношення кутових швидкостей кривошипів 7–8 і 1–2, який також враховує напрямок їхнього обертання: якщо кривошипи обертаються в одну й ту саму сторону, то коефіцієнт k має додатне значення, якщо ж у протилежні сторони, то k має від'ємне значення; модуль коефіцієнта k є передаточною функцією головного вала.

$$k := \frac{\omega_4}{\omega_1};$$

$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ та $\omega_4 = \pi \cdot n_4 / 30$ – відповідно кутові швидкості кривошипа 1–2 та кривошипа 7–8;

$\Delta\varphi$ – зсув фази встановлення кривошипа 7–8 відносно кривошипа 1–2 (додатний напрямок відносного повороту кривошипа 7–8 на кут $\Delta\varphi$ проти годинникової стрілки);

$$\Delta\varphi := \varphi_{04} - \varphi_{01};$$

φ_{01} та φ_{04} – відповідно початкові кути встановлення кривошипів 1–2 та 7–8 відносно осі X ;

У виразі (1) $(k \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi)$ визначає поточне значення кута повороту φ_4 ; $(k \cdot \varphi_{01} + \Delta\varphi)$ визначає перше значення кута повороту з урахуванням коефіцієнта k співвідношення кутових швидкостей кривошипів; $(\varphi_{01} + \Delta\varphi)$ визначає перше значення кута повороту φ_4 у припущенні, що обидва кривошипи обертаються з однаковими кутовими швидкостями.

Спростивши вираз (1), отримаємо таку залежність (2) кута φ_4 від кута φ_1 :

$$\varphi_4 := k \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi - k \cdot \varphi_{01} + \varphi_{01}. \quad (2)$$

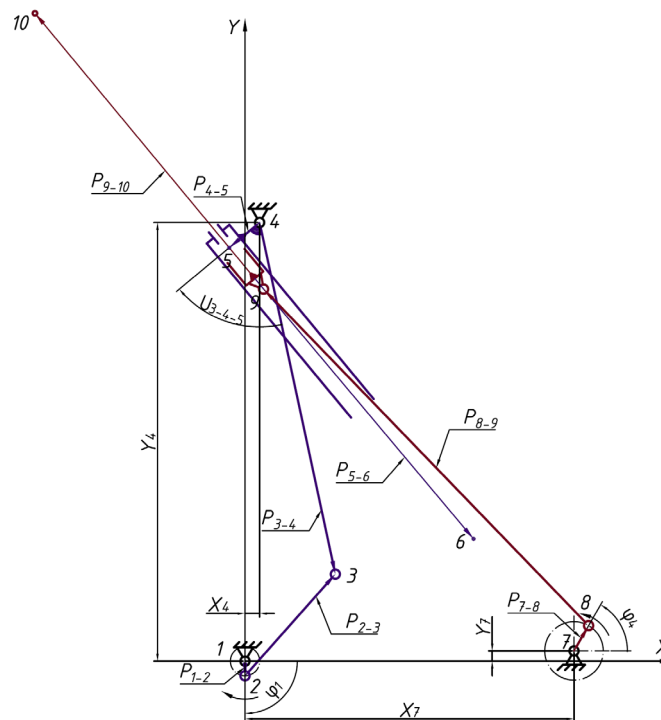


Рис. 1. Розрахункова схема двокривошипного семиланкового механізму крючкових голок основ’язальної машини «Фаворит» моделі 14/0950 фірми Вірт (Німеччина)

На розрахунковій схемі механізму (рис. 1) кривошип 1–2 позначений вектором P_{1-2} , шатун 2–3 – вектором P_{2-3} , коромисло (циліндр) – вектором P_{3-4} , кривошип 7–8 – вектором P_{7-8} , шатун 8–9 – вектором P_{8-9} , лінія, по якій рухається плунжер з крючковими голками у своєму відносному русі по циліндру, визначається вектором P_{5-6} , перпендикуляр, який опущено з точки 4 (з осі коливання циліндра) на вектор P_{5-6} , визначається вектором P_{4-5} , відстань від осі кінематичної пари до робочої точки крюкової голки 10 визначається вектором P_{9-10} .

Функції положення векторів $P_{1-2}(\varphi_1)$, $P_{2-3}(\varphi_1)$, $P_{3-4}(\varphi_1)$, $P_{4-5}(\varphi_1)$, $P_{5-6}(\varphi_1)$, $P_{7-8}(\varphi_4)$, $P_{8-9}(\varphi_1, \varphi_4)$ та вектора $P_{9-10}(\varphi_1, \varphi_4)$, тобто функції положення рухомих ланок та характерних точок механізму визначатимемо згідно з методом, який було викладено у роботі [2] за вихідними даними, що наведені в таблиці 1 для розрахункової схеми, що наведена на рис. 1.

Таблиця 1. Вихідні дані для математичного моделювання кінематичної схеми двокривошипного семиланкового механізму крючкових голок основ’язальної машини «Фаворит» моделі 14/0950 фірми Вірт (Німеччина)

Координати стояків, мм			Довжини ланок та модулі векторів, мм							Початкові кути встановлення кривошипів	
Стояк	X	Y									
1	0	0	l_{1-2}	5	l_{4-5}	13,5	l_{8-9}	160	φ_{01}	-90°	
4	5	150	l_{2-3}	46,5	l_{5-6}	130	l_{9-10}	122,5	φ_{04}	60°	
7	112,5	3,5	l_{3-4}	123	l_{7-8}	10	U_{3-4-5}	$-62,5^\circ$	-	-	

Задамо границі зміни кутів φ_1 та φ_4 кривошипів (визначаємо так звану ранжирувану змінну), а саме:

$$\varphi_1 := \varphi_{01} \cdot \varphi_{01} + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{max1}, \quad (3)$$

$$\varphi_4 := \varphi_{04} \cdot \varphi_{04} + \Delta\varphi_4 \cdot \varphi_{max4}, \quad (4)$$

де φ_{max1} та φ_{max4} – відповідно максимальне значення кута повороту кривошипів 1–2 та 7–8; для механізму, що моделюється, $\varphi_{max1} = \varphi_{01} - 720^\circ$, $\varphi_{max4} = \varphi_{04} + 360^\circ$; при таких значеннях φ_{max1} та φ_{max4} за два оберти кривошипа 1–2 за годинниковою стрілкою кривошип 7–8 виконає один повний оберт проти годинникової стрілки.

$\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_4$ – відповідно крок зміни узагальненої координати для кривошипів 1–2 та 7–8 для положень механізму, що моделюється:

$$\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{max1} - \varphi_{01}}{N_{POL}}, \quad \Delta\varphi_4 := \frac{\varphi_{max4} - \varphi_{04}}{N_{POL}}, \quad (5)$$

де N_{POL} – кількість положень механізму, що моделюється.

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P_1, P_4 та P_7 :

$$P_1 := \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad P_4 := \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad P_7 := \begin{pmatrix} X_7 \\ Y_7 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

У відповідності з [3] та [6] складаємо вирази для визначення функцій положення векторів-ланок $P_{1-2}, P_{2-3}, P_{4-3}, P_{4-5}, P_{5-6}, P_{7-8}, P_{8-9}$ та P_{9-10} і векторів-точок $P_2, P_3, P_5, P_6, P_8, P_9$ та P_{10} :

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho(e_X, \varphi_1, l_{1-2}), \quad (7)$$

де e_X – орт (одичинний вектор) осі X .

Значення $\rho(e_X, \varphi_1, l_{1-2})$ визначають з використанням матриці повороту за такою загальною формулою [6]:

$$\rho(r, \alpha, NewLong) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{NewLong}{|r|}, \quad (8)$$

згідно з якою вихідний вектор r , що лежить у площині XY , повертається на кут α навколо осі Z (на рис. 1 вісь Z спрямована перпендикулярно площині XY на спостерігача й проектується в точку I) зі зміною або без зміни його довжини до величини $NewLong$. При здійсненні повороту вектора проти годинникової стрілки значення кута α приймається зі знаком «+», а при повороті за годинниковою стрілкою – зі знаком «-»:

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1), \quad (9)$$

$$P_{4-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_4. \quad (10)$$

Функцію кута $U_{2-4-3}(\varphi_1)$ двоповодкової групи Асура 2–3–4 запишемо такою формулою (11):

$$U_{2-4-3}(\varphi_1) := T \cos(|P_{4-2}(\varphi_1)|, l_{3-4}, l_{2-3}), \quad (11)$$

де

$$T \cos(|P_{4-2}(\varphi_1)|, l_{3-4}, l_{2-3}) := \arccos\left(\frac{|P_{4-2}(\varphi_1)|^2 + l_{3-4}^2 - l_{2-3}^2}{2 \cdot |P_{4-2}(\varphi_1)| \cdot l_{3-4}}\right), \quad (12)$$

$$P_{4-3}(\varphi_1) := \rho(P_{4-2}(\varphi_1), -W_1 \cdot U_{2-4-3}(\varphi_1), l_{3-4}), \quad (13)$$

де W_1 – коефіцієнт, який визначає варіант складання механізму; для механізму, що моделюється, $W_1 = -1$.

Вектори точок (центрів кінематичних пар) і вектори ланок механізму (1–2–3–4–5–6) визначаються за такими формулами:

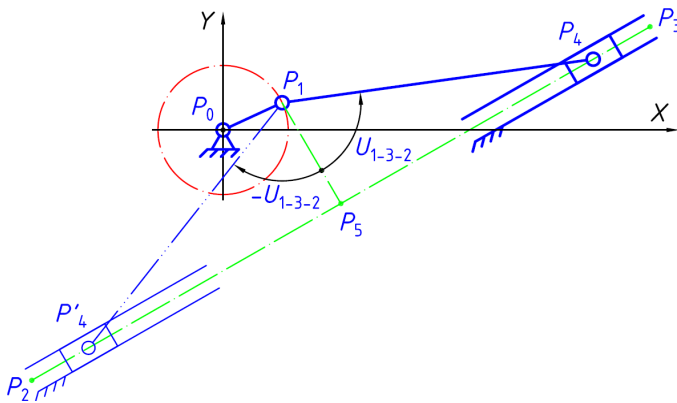
$$P_3(\varphi_1) := P_4 + P_{4-3}(\varphi_1); \quad (14)$$

$$P_{4-5}(\varphi_1) := \rho(P_{4-3}(\varphi_1), U_{3-4-5}, l_{4-5}); \quad (15)$$

$$P_5(\varphi_1) := P_4 + P_{4-5}(\varphi_1); \quad (16)$$

$$P_{5-6}(\varphi_1) := \rho(P_{4-5}(\varphi_1), 90^\circ, l_{5-6}); \quad (17)$$

$$P_6(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) + P_{5-6}(\varphi_1). \quad (18)$$



Вектори-точки P_5 та P_6 , які визначаються формулами (16) і (18), належать кулісі, по якій рухається плунжер з крючковими голками. Для наочності першу точку напрямної позначимо N_1 , другу – N_2 та присвоїмо цим точкам значення відповідних векторів-точок P_5 та P_6 , а саме:

$$N_1(\varphi_1) := P_5(\varphi_1); N_2(\varphi_1) := P_6(\varphi_1). \quad (19)$$

Рис. 2. Розрахункова схема для математичного опису функції положення ланки типу «повзун»

Точкою N_3 позначимо точку, яка характеризує конструктивне положення

плунжера на кулісі, та присвоїмо їй значення вектора-точки ланки N_1 , а саме:

$$N_3(\varphi_1) := N_1(\varphi_1). \quad (20)$$

Вектор функції положення кривошипа 7–8 (вектор-ланка P_{8-9}) визначимо з урахуванням виразу (8), а саме:

$$P_{7-8}(\varphi_4) := \rho(e_X, \varphi_4, L_{7-8}). \quad (21)$$

Функцію положення кінематичної пари кривошип 7–8 – шатун 8–9 визначаємо як вектор-точку P_8 , тобто як суму вектора-точки P_7 та вектора-ланки кривошипа P_{7-8} :

$$P_8(\varphi_4) := P_7 + P_{7-8}(\varphi_4). \quad (22)$$

Для визначення функції положення кінематичної пари 9 шатун-плунжер сформуємо функцію користувача «повзун» згідно з [6] та [7], яка буде використана при математичному моделюванні важільних механізмів, їх анімації та візуалізації в MathCAD, використовуючи елементи програмування MathCAD [7]. Розрахункова схема механізму згідно з рис. 2, що складається з механізму першого класу (кривошипа) та двоповодкової групи Асура другого класу другого виду [7], для математичного опису ланки типу «повзун».

Відповідно до прийнятих на рис. 2 умовних позначень програма розрахунків функцій положення «повзун» має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 P_{2-3} &\leftarrow P_3 - P_2 \\
 P_{1-2} &\leftarrow P_2 - P_1 \\
 l_{1-5} &\leftarrow (P_{1-2} \times \text{Ort}(P_{2-3}))_Z \\
 P_{1-5} &\leftarrow \rho \left(P_{2-3}, -\frac{l_{1-5}}{|l_{1-5}|} \cdot 90, |l_{1-5}| \right) \\
 \text{Povzun}(P_1, P_2, P_3, l_{1-4}, P) &:= U_{4-1-5} \leftarrow \arccos \left(\frac{|l_{1-5}|}{l_{1-4}} \right) \\
 P_{1-4} &\leftarrow \begin{cases} \rho \left(P_{1-5}, -\frac{l_{1-5}}{|l_{1-5}|} \cdot U_{4-1-5}, l_{1-4} \right) & \text{if } P = P_2 \\ \rho \left(P_{1-5}, \frac{l_{1-5}}{|l_{1-5}|} \cdot U_{4-1-5}, l_{1-4} \right) & \text{if } P = P_3 \end{cases} \\
 P_4 &\leftarrow P_1 + P_{1-4}
 \end{aligned} \tag{23}$$

де P_1 – вектор-точка початку шатуна (вектор-точка кінця кривошипа); P_2 – перша вектор-точка напрямної повзуна; P_3 – друга вектор-точка напрямної повзуна; l_{1-4} – довжина шатуна; P – вектор-точка однієї з напрямних повзуна, яка характеризує конструктивне положення повзуна.

У виразі (23) порядок розміщення векторів-точок напрямної повзуна – точок P_2 та P_3 не має значення. Для правильного задавання вектора-точки, яка характеризує конструктивне положення повзуна, необхідно, використовуючи кінематичну схему механізму, уявно виконати такі дії (див. рис. 2). З точки P_1 – вектора-точки початку шатуна провести коло радіусом, що дорівнює довжині шатуна l_{1-4} . Це коло перетне напрямну повзуна в двох точках P_4 та P'_4 .

В обох отриманих точках може існувати повзун, але тільки одна з них є конструктивно правильною (для схеми, приведеної на рис 2.2 це точка P_4). Далі з точки P_1 опускаємо перпендикуляр на напрямну повзуна, та утворюємо точку P_5 . Точки P_2 та P_3 , які задають напрямну повзуна, уявно розносимо в нескінченність відносно точки P_5 (незважаючи на те, де вони зображені й задані на напрямній).

Тепер візуально визначаємо до якої з точок напрямної, що розміщуються в нескінченності, P_2 або P_3 найближче розміщено необхідне конструктивне положення повзуна – точки P_4 . Та точка, яка найближче розміщена до потрібного конструктивного положення повзуна (P_2 або P_3) і вводиться замість параметра P .

Таким чином, для схеми механізму, що досліджується, згідно з рис. 1, беручи до уваги те, що функція положення точки 9 (центр кінематичної пари «повзун-шатун 8–9») залежить від кутів φ_1 та φ_4 , тому запис функції «повзун» можна представити у такому вигляді:

$$P_9(\varphi_1, \varphi_4) := \text{Povzun}(P_8(\varphi_4), N_1(\varphi_1), N_2(\varphi_1), l_{8-9}, N_3(\varphi_1)), \tag{24}$$

де l_{8-9} – довжина шатуна 8–9.

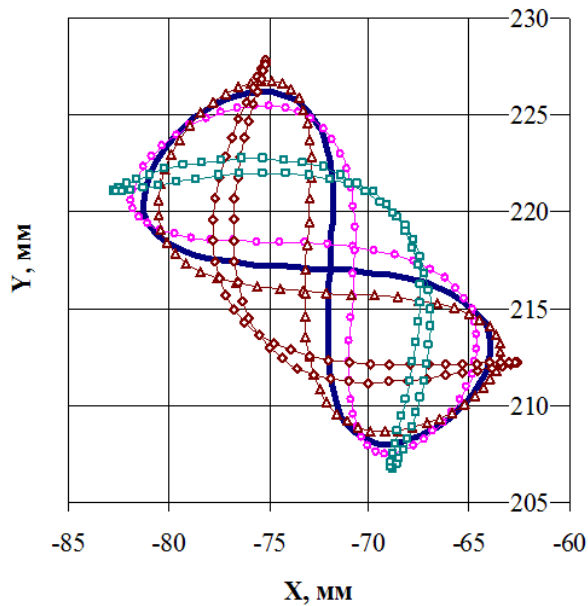


Рис. 3. Графік можливих траєкторій точки I0 (крючка голки):

- траєкторія точки 10 при: $\varphi_1=-90^\circ$; $\varphi_4=60^\circ$;
- траєкторія точки 10 при: $\varphi_1=-90^\circ$; $\varphi_4=50^\circ$;
- траєкторія точки 10 при: $\varphi_1=-90^\circ$; $\varphi_4=70^\circ$;
- траєкторія точки 10 при: $\varphi_1=-90^\circ$; $\varphi_4=120^\circ$;
- траєкторія точки 10 при: $\varphi_1=-90^\circ$; $\varphi_4=20^\circ$

швидкості (ω_i) та прискорення (ε_i) ланок механізму визначаються за наступними загальними виразами згідно з [1], [2] та [6].

Кутові швидкості:

$$\omega(\varphi_1, \varphi_4) := \omega_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) \cdot \omega_1 + \omega_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) \cdot \omega_4, \quad (28)$$

де

$$\omega_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) := \omega_a(P_l(\varphi_1, \varphi_4), V_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4)); \quad \omega_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) := \omega_a(P_l(\varphi_1, \varphi_4), V_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4)), \quad (29)$$

тут:

$$\omega_a(r, V_a) := \frac{Ort(r) \times V_a}{|r|} \text{ – вектор аналога кутової швидкості ланок (індекс } a \text{ означає «аналог»).} \quad (30)$$

Вектори аналогів відносних лінійних швидкостей ланок V_a визначаються за такими виразами (31):

$$V_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) := \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_X \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Y \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Z \end{pmatrix}; \quad V_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) := \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_4}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_X \\ \frac{d}{d\varphi_4}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Y \\ \frac{d}{d\varphi_4}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Z \end{pmatrix}, \quad (31)$$

P_l – вектор-ланка механізму, що досліджується.

Для визначення функції положення точки I0, яка належить крючку голки, спочатку визначимо вектори-ланки P_{9-5} та P_{9-10} з урахуванням виразу (8):

$$P_{9-5}(\varphi_1, \varphi_4) := P_5(\varphi_1) - P_9(\varphi_1, \varphi_4); \quad (25)$$

$$P_{9-10}(\varphi_1, \varphi_4) := (P_{9-5}(\varphi_1, \varphi_4), 0^\circ, l_{9-10}). \quad (26)$$

Тоді:

$$P_{10}(\varphi_1, \varphi_4) := P_9(\varphi_1, \varphi_4) + P_{9-10}(\varphi_1, \varphi_4). \quad (27)$$

З використанням отриманих залежностей у MathCAD було побудовано графік (рис. 3) функції положення робочої точки крючкових голок (точка I0) при різних кутах φ_1 та φ_4 установки кривошипів, а також побудовано графіки візуалізації кінематичної схеми механізму, що суміщені з траєкторіями характерних точок механізму (рис. 4), та реалізовано анімацію кінематичної схеми механізму.

Лінійні швидкості (V_i) та прискорення (a_i) точок механізму та кутові

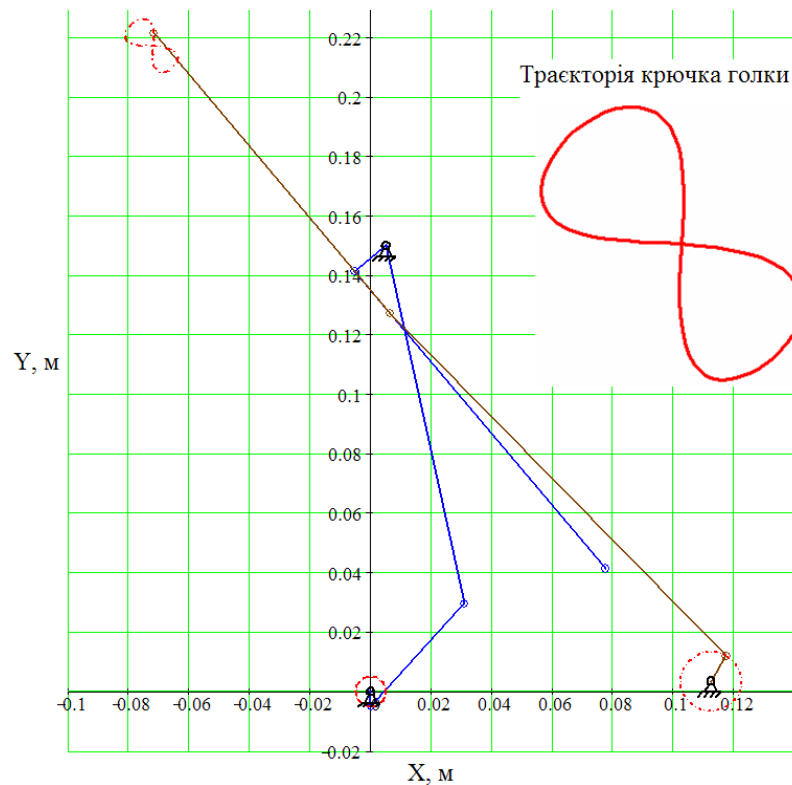


Рис. 3. Візуалізація кінематичної схеми механізму, що досліджується, у MathCAD з траекторіями точок механізму

Кутові прискорення:

$$\varepsilon(\varphi_1, \varphi_4) := \varepsilon_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) \cdot \varepsilon_1 + \varepsilon_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) \cdot \omega_4^2 + \omega_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) \cdot \varepsilon_4; \quad (32)$$

де

$$\varepsilon_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) := \varepsilon_a(P_l(\varphi_1, \varphi_4), a_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4)); \quad \varepsilon_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) := \varepsilon_a(P_l(\varphi_1, \varphi_4), a_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4)), \quad (33)$$

тут:

$$\varepsilon_a(r, a_a) := \frac{Ort(r) \times a_a}{|r|} - \text{вектор аналога кутового прискорення ланок (індекс } a \text{ означає «аналог»).} \quad (34)$$

Вектори аналогів тангенціальних лінійних прискорень ланок a_a визначаються за такими виразами (35):

$$a_{a\varphi_1}(\varphi_1, \varphi_4) := \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_X \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Y \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Z \end{pmatrix}; \quad a_{a\varphi_4}(\varphi_1, \varphi_4) := \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_4^2}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_X \\ \frac{d^2}{d\varphi_4^2}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Y \\ \frac{d^2}{d\varphi_4^2}(P_l(\varphi_1, \varphi_4))_Z \end{pmatrix}. \quad (35)$$

Проекції векторів лінійних швидкостей кінематичних пар ланок механізму при обертанні двох кривошипів визначаються за такими виразами (36):

$$V(\varphi_1, \varphi_4) := \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1} (P(\varphi_1, \varphi_4))_X \\ \frac{d}{d\varphi_1} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Y \\ \frac{d}{d\varphi_1} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Z \end{pmatrix} \cdot \omega_1 + \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_4} (P(\varphi_1, \varphi_4))_X \\ \frac{d}{d\varphi_4} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Y \\ \frac{d}{d\varphi_4} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Z \end{pmatrix} \cdot \omega_4. \quad (36)$$

Проекції векторів лінійних прискорень кінематичних пар ланок механізму при обертанні двох кривошипів визначаються за такими виразами (37):

$$a(\varphi_1, \varphi_4) = \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_1^2} (P(\varphi_1, \varphi_4))_X \cdot \omega_1^2 + \frac{d}{d\varphi_1} (P(\varphi_1, \varphi_4))_X \cdot \varepsilon_1 \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Y \cdot \omega_1^2 + \frac{d}{d\varphi_1} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Y \cdot \varepsilon_1 \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Z \cdot \omega_1^2 + \frac{d}{d\varphi_1} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Z \cdot \varepsilon_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_4^2} (P(\varphi_1, \varphi_4))_X \cdot \omega_4^2 + \frac{d}{d\varphi_4} (P(\varphi_1, \varphi_4))_X \cdot \varepsilon_4 \\ \frac{d^2}{d\varphi_4^2} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Y \cdot \omega_4^2 + \frac{d}{d\varphi_4} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Y \cdot \varepsilon_4 \\ \frac{d^2}{d\varphi_4^2} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Z \cdot \omega_4^2 + \frac{d}{d\varphi_4} (P(\varphi_1, \varphi_4))_Z \cdot \varepsilon_4 \end{pmatrix}. \quad (37)$$

Графіки аналітичних функцій (28), (32), (36) і (37) наведено на рис. 4.

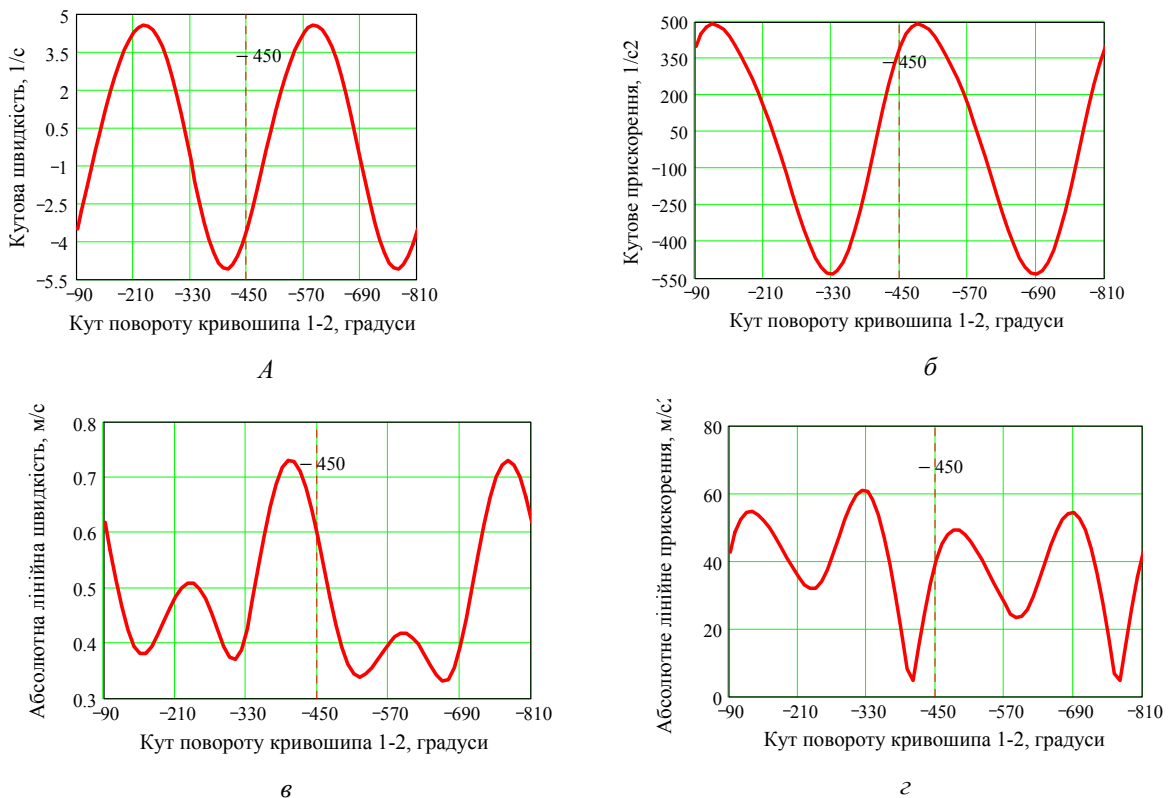


Рис. 4. Графіки функцій (при $\omega_1 = -104,72 \text{ с}^{-1}$ (1000 об/хв); при $\omega_4 = 52,36 \text{ с}^{-1}$ (500 об/хв); $\varepsilon_1 = \varepsilon_4 = 0$):
a – кутвої швидкості голечниці з крючковими голками; **б** – куттового прискорення голечниці з крючковими голками; **в** – абсолютної лінійної швидкості точки 10; **д** – абсолютного лінійного прискорення точки 10

Висновки

На засадах двостадійного кінематичного аналізу з використанням отриманих аналітичних виразів для двокривошипного механізму основ’язальної машини «Фаворит» фірми Вірт (Німеччина), у структурі якого містяться два механізми першого класу та двоповодкові групи Асура першого та другого

видів, отримано математичні моделі цільового призначення. Ці математичні моделі кінематичного аналізу можуть бути використані для розрахунків динаміки механізмів такої структури, розрахунків на міцність кінематичних пар, при синтезі кутів φ_1 та φ_4 взаємного встановлення кривошипів, що впливають на форму траєкторії крочкових голок, а також для анімації роботи кінематичної схеми механізму машини у режимі реального часу. Результати розрахунку впроваджено в навчальний процес кафедри машин легкої промисловості у таких дисциплінах: «Схемотехнічне проектування машин» та «Основи розрахунку та конструювання типових машин».

ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.:– Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.–1988. – 640 с.
2. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів основ'язальних машин методом векторного перетворення координат // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 3. – с. 34–44.
1. Гурвич Л. И., Пейсах Э. Е., Бецман А. М. Конструктивные особенности современных основ'язальных быстроходных машин. – М.: –Легкая индустрия.– 1973. – 184 с.
2. Каценеленбоген А. М., Носакин В. И. Ремонт и монтаж оборудования основ'язального производства. – М.:– Легкая индустрия.– 1972. – 264 с.
3. Дворжак В. М. Удосконалення та синтез механізму прокачки вушкових голок основ'язальних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.10 «Машинаи легкої пром-сті» / В.М. Дворжак. – К.: – 2008. – 24 с.
4. Котов А. В. Математическое моделирование [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.androskv.na.by/matm.html>. Загол. з титул. екрану.
5. Пищиков В. О., Орловський Б. В. Доцільні доповнення до структурної класифікації Асура-Артоболевського //Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 4.– с. 50–57.

Надійшла 23.02.2010

УДК 677.055

ДВОПОТОЧНИЙ ЧЕРВ'ЯЧНИЙ ПРИВІД КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

Б.Ф. ПІПА, Г.І. ПАВЛЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по вибору раціональних параметрів нового типу приводу круглов'язальних машин – приводу з двопоточною черв'ячною передачею потужності механізмам товароприйому та в'язання. Наведено метод оцінки працездатності та ефективності роботи такого приводу при використанні його для круглов'язальних машин типу КО

Аналіз відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин показує, що в основному всі вони виконані такими, що обертальний рух передається механізмам в'язання та товароприйому одним потоком за допомогою циліндричних прямозубих передач.