

УДК 687.053

**МЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ТИПОВОГО МЕХАНІЗМУ ШАРНІРНОГО
ЧОТИРИЛАНКОВИКА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ MATHCAD**

В. Ю. Авраменко, магістрант

Київський національний університет технологій та дизайну

В. М. Дворжак, кандидат технічних наук, доцент

Київський національний університет технологій та дизайну

Ключові слова: механізм зубчастої рейки, механізми переміщення матеріалу, кінематичний аналіз

Механізм шарнірного чотириланковика може входити до складу типових механізмів технологічних машин легкої промисловості як передавальний механізм.

При синтезі передавального шарнірного чотириланковика слід визначити три параметри a – відносну довжину кривошипа, b – відносну довжину шатуна і c – відносну довжину коромисла, прийнявши за 1 відносну довжину стояка d та задавшись кутами α і β , що визначають початкові положення кривошипа та коромисла відносно лінії стояка відповідно [1, 2]. При цьому слід забезпечити, щоб максимальний кут тиску у кінематичній парі шатун-коромисло був менше ніж допустиме значення при $a < d$.

Для метричного синтезу механізму використаний метод на основі наближення функцій згідно з [1] та його реалізацією у Mathcad [2]. Прийmemo, що механізм повинен забезпечувати закон перетворення руху коромислу заданою функцією $\psi = k \cdot \sin(\varphi + \varphi_0)$. Ця функція практично може бути реалізована лише приблизно. Потрібно забезпечити близькість значень заданої функції і практично реалізованої у сенсі мінімуму середнього квадратичного відхилення [1]. Користуючись рекомендаціями [1] та позначеннями [2], напишемо вирази для проведення синтезу в Mathcad. Члени узагальненого поліному практично реалізованої функції:

$$\varphi_1(\varphi) := \cos(\alpha + \varphi); \quad \varphi_2(\varphi) := \cos(\beta + \psi(\varphi)); \quad \varphi_3 := 1; \quad (14)$$

$$\varphi_4(\varphi) := \cos(\alpha + \varphi - \beta - \psi(\varphi)); \quad (15)$$

Для визначення в Mathcad коефіцієнтів узагальненого поліному при квадратичному наближенні на відрізку $(0, \varphi_{\max})$ відповідно до [1] визначаємо елементи матриці параметрів системи рівнянь:

$$M_{1,1} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_1(\varphi) \cdot \varphi_1(\varphi) d\varphi; \quad M_{1,2} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_1(\varphi) \cdot \varphi_2(\varphi) d\varphi; \quad M_{1,3} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_1(\varphi) \cdot \varphi_3 d\varphi; \quad (16)$$

$$M_{2,1} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_2(\varphi) \cdot \varphi_1(\varphi) d\varphi; \quad M_{2,2} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_2(\varphi) \cdot \varphi_2(\varphi) d\varphi; \quad M_{2,3} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_2(\varphi) \cdot \varphi_3 d\varphi; \quad (17)$$

$$M_{3,1} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_3 \cdot \varphi_1(\varphi) d\varphi; \quad M_{3,2} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_3 \cdot \varphi_2(\varphi) d\varphi; \quad M_{3,3} := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_3 \cdot \varphi_3 d\varphi; \quad (18)$$

та визначаємо елементи вільних членів системи рівнянь:

$$\gamma_1 := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_4(\varphi) \cdot \varphi_1(\varphi) d\varphi; \quad \gamma_2 := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_4(\varphi) \cdot \varphi_2(\varphi) d\varphi; \quad \gamma_3 := \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\max}} \varphi_4(\varphi) \cdot \varphi_3 d\varphi; \quad (19)$$

Для прийнятих вхідних параметрів механізму: початкового кута кривошипа $\alpha = -10^\circ$; амплітуди коливань коромисла $k = 12,5^\circ$; початкового кута встановлення кривошипа при моделюванні механізму $\varphi_0 = 180^\circ$; початкового кута коромисла $\beta = 150^\circ$; довжини стояка $l_{1_4} = 70$ мм, складемо матрицю коефіцієнтів M та матрицю вільних членів узагальненого поліному відповідно до (3)-(6):

$$M := \begin{pmatrix} 180 & 3,39 & 0 \\ 3,39 & 265,77 & -308,07 \\ 0 & -308,07 & 360 \end{pmatrix}; \quad \gamma := \begin{pmatrix} -155,09 \\ -24,65 \\ 36,68 \end{pmatrix}. \quad (20)$$

Розв'язок системи рівнянь для пошуку значень параметрів p_1, p_2 та p_3 проводимо в Mathcad, використовуючи функцію *lsolve* та вирази (7):

$$p := \text{lsolve}(M, \gamma); \quad p = (p_1 \quad p_2 \quad p_3)^T = (-0,949 \quad 4,665 \quad 4,094)^T. \quad (21)$$

Відносні довжини ланок визначалися за формулами [1, 2]:

$$c := -\frac{1}{p_1} = 1,05, \quad a := \frac{1}{p_2} = 0,21, \quad b := \sqrt{a^2 + c^2 + 1 - 2 \cdot a \cdot c \cdot p_3} = 0,55.$$

Дійсні довжини ланок визначалися за формулами [1, 2]:

$$l_{1_2} := l_{1_4} \cdot a = 15 \text{ мм}, \quad l_{2_3} := l_{1_4} \cdot b = 38,76 \text{ мм}, \quad l_{4_3} := l_{1_4} \cdot c = 73,73 \text{ мм}.$$

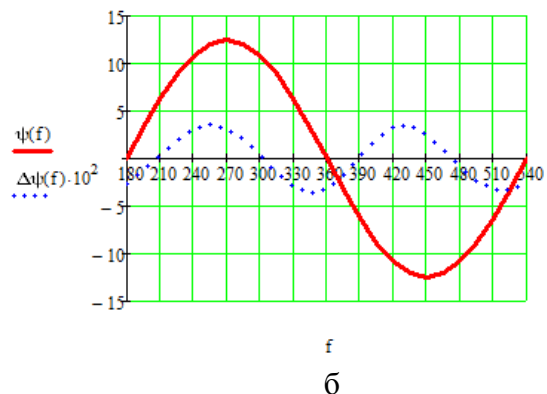
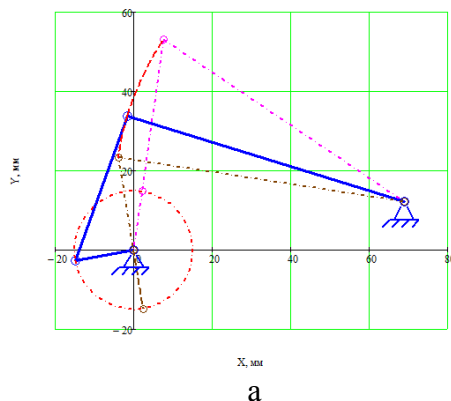


Рисунок 1 – Графік візуалізації синтезованого механізму в Mathcad (а) та графік функції положення коромисла суміщений з графіком відхилення від заданої функції (б)

За результатами метричного синтезу отримані функції положення механізму та побудовані графіки візуалізації механізму. Результати можуть використовуватися при проектуванні типових механізмів технологічних машин легкої промисловості.

Список використаних джерел

1. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин / Левитский Н. И. – М. : Наука, Главная редакция физ.-мат. литературы, 1979. – 576 с.
2. Орловський Б. В. Метричний синтез передавального шарнірного чотириланковика у MathCAD / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Б. І. Керекеша // Наукові розробки молоді на сучасному етапі: XI Всеукраїнська наукова конференція молодих вчених та студентів. Київ, 19-20 квітня 2012 р. – К.: КНУТД, 2012. – Т. 2. – С. 144.