

load and for an artificial seismic load; the latter is represented by a superposition of harmonic waves with different frequencies and random phases. The population of 16 particles is employed and the optimal solutions are derived by 10 iterations. It is shown that the optimal placement of friction dampers allows to achieve 45% reduction of the storey displacements, 50% reduction of the inter-storey drifts, and up to 70% reduction of the storey accelerations. The developed approach can be extended to various problems of the optimal design in Structural Engineering.

УДК 687.053

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТИПОВИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ ЧИСЕЛЬНО-АНАЛІТИЧНИМ МЕТОДОМ

Дворжак В. М., к.т.н., доц.

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ

Для комп'ютерного моделювання та дослідження механізмів машин легкої промисловості застосовуються переважно аналітичні методи, більшість з яких використовує апарат векторної алгебри. Такі методи характеризуються високою точністю результатів та можливістю автоматизації розрахунків в сучасних прикладних комп'ютерних програмах. Наприклад, для моделювання кінематичних схем механізмів за відомим методом векторних трикутників [1], або методом векторного перетворення координат [2] слід отримати формальні математичні вирази, що описують положення ланок або характерних точок механізму у функції узагальненої координати.

Недоліком існуючих аналітичних методів є складність математичних виразів відповідно до певної структури механізму. Крім того, застосовуючи їх інколи неможливо отримати аналітичний розв'язок, що особливо стосується механізмів вищих класів.

Інструментом для комп'ютерного моделювання кінематичних схем механізмів можуть бути чисельні методи. У роботі [3] повідомляється про чисельно-аналітичний метод Драгілева, який застосовується для дослідження плоского двокривошипного механізму.

Виконаємо моделювання типового оберненого механізму ниткопритягача швейної машини, побудованого на базі плоского кривошипно-коромислого механізму, з використанням метода Драгілева та порівняємо результати з результатами отриманими за аналітичним методом векторного перетворення координат.

Відомими параметри механізму є: довжина ведучого кривошипа – l_{1-2} , довжина шатуна – l_{2-3} з ниткопритягачем – l_{3-5} , довжина коромисла – l_{4-3} , кут між лініями шатуна та ниткопритягача – U_{2-3-5} ; координати стояків –

$P_1(P_{1X}, P_{1Y})$ та $P_4(P_{4X}, P_{4Y})$. Значення геометричних параметрів механізму приведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Геометричні параметри механізму

Параметр	l_{1-2}	l_{2-3}	l_{4-3}	l_{3-5}	U_{2-3-5}	φ_0
	мм	мм	мм	мм	град.	град.
Значення параметру	15	25	30	40	240	120

Використовуючи математичні моделі в роботі [3], складаємо в Mathcad програмний блок для визначення координат кінематичних пар кривошип-шатун – $P_2(P_{2X}, P_{2Y})$ та шатун-коромисло – $P_3(P_{3X}, P_{3Y})$. До програмного блоку чисельного розв’язку за методом Драгілева записується матриця початкових значень $X0 := (X0_1, X0_2, X0_3, X0_4)^T$, відповідні елементи якої визначають початкові значення координат кінематичних пар механізму – $P_{2X} = x_1, P_{2Y} = x_2, P_{3X} = x_3, P_{3Y} = x_4$. Пропонується визначати початкові значення координат точки P_2 через проєкції на осі координат лінії кривошипа в початковому положенні механізму, що відповідає куту кривошипа φ_0 :

$$\begin{bmatrix} X0_1 \\ X0_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{1X} + l_{1-2} \cos(\varphi_0) \\ P_{1Y} + l_{1-2} \sin(\varphi_0) \end{bmatrix};$$

початкові значення координат точки P_3 – з розв’язку системи рівнянь в’язей механізму із застосуванням програмного блоку Given-Find (рис. 1):

```

Given
  x03 := -10мм   x04 := 40мм
  (x03 - P4X)^2 + (x04 - P4Y)^2 = l4_3^2
  (x03 - l1_2*cos(φ0))^2 + (x04 - l1_2*sin(φ0))^2 = l2_3^2
  (X03)
  (X04) := Find(x03, x04)

```

Рис. 1. Листинг програми з програмним блоком для визначення початкових значень координат точки P_3

Отримавши розв’язки за методом Драгілева у вигляді таблиці B [3], елементами якої є значення узагальненої координати t (довжини дуги перетину поверхонь, що описуються рівняннями в’язей механізму) та координат кінематичних пар P_2 та P_3 , можна виконати моделювання кінематичної схеми механізму. Для цього визначимо координату точки P_5 – робочої точки ниткопритягача:

$$\begin{bmatrix} P_{5X} \\ P_{5Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{3X} + \frac{l_{3-5}}{l_{2-3}} (P_{3-2X} \cos(U_{2-3-5}) - P_{3-2Y} \sin(U_{2-3-5})) \\ P_{3Y} + \frac{l_{3-5}}{l_{2-3}} (P_{3-2X} \sin(U_{2-3-5}) + P_{3-2Y} \cos(U_{2-3-5})) \end{bmatrix};$$

$$\text{де } \begin{bmatrix} P_{3-2X} \\ P_{3-2Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{2X} - P_{3X} \\ P_{2Y} - P_{3Y} \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} P_{2X} \\ P_{2Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^{(2)} \\ B^{(3)} \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} P_{3X} \\ P_{3Y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^{(4)} \\ B^{(5)} \end{bmatrix}.$$

Моделювання кінематичної схеми механізму засобами Mathcad базується на функції користувача *Line* для отримання ліній що з'єднують характерні точки механізму в обраній системі координат, та об'єднання цих ліній в єдиний механізм функцією *augment*:

$$\begin{aligned} \text{Line}(V_1, V_2, K) &= [V_{1K} \quad V_{2K}]^T; \quad L_{1-2}(F_1, K) = \text{Line}\left(P_1, \begin{bmatrix} (P_{2X})_K \\ (P_{2Y})_K \end{bmatrix}, K\right); \\ L_{2-3}(F_1, K) &= \text{Line}\left(\begin{bmatrix} (P_{2X})_K \\ (P_{2Y})_K \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} (P_{3X})_K \\ (P_{3Y})_K \end{bmatrix}, K\right); \\ L_{3-4}(F_1, K) &= \text{Line}\left(\begin{bmatrix} (P_{3X})_K \\ (P_{3Y})_K \end{bmatrix}, P_4, K\right); \\ L_{3-5}(F_1, K) &= \text{Line}\left(\begin{bmatrix} (P_{3X})_K \\ (P_{3Y})_K \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} (P_{5X})_K \\ (P_{5Y})_K \end{bmatrix}, K\right); \\ L_M(F_1, K) &= \text{augment}\left(\begin{matrix} L_{3-5}(F_1, K), L_{3-4}(F_1, K), \dots \\ L_{2-3}(F_1, K), L_{1-2}(F_1, K) \end{matrix}\right), \end{aligned} \quad (1)$$

де *augment* – функція Mathcad для об'єднання матриць по горизонталі;
K – параметр, що визначає весь системи координат.

З використанням виразу (1) отримані графіки положень механізму (рис. 2) та виконана анімація кінематичної схеми в Mathcad, яка підтвердила працездатність механізму та відсутність дефекту галуження за цикл роботи.

Точність розрахунку перевірялась при порівнянні траєкторій характерних точок механізму отриманих за Методом Драгілева та аналітичним методом векторного перетворення координат (рис. 3). Траєкторії характерних точок механізму за методом Драгілева побудовані за виразом:

$$P_M(K) = \text{augment}(P_{2K}, P_{3K}, P_{5K}).$$

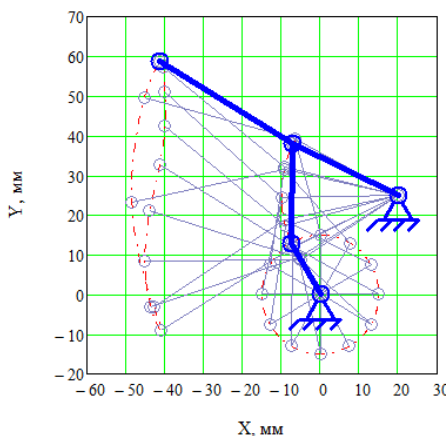


Рис. 2. Схема 12-ти положень механізму суміщена з його початковим положенням та траєкторіями характерних точок

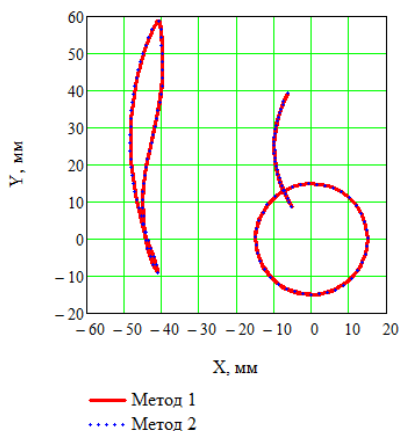


Рис. 3. Графіки траєкторій точок механізму, отриманих за чисельно-аналітичним методом 1 та аналітичним методом 2

Аналіз траєкторій характерних точок механізму отриманих за методом Драгілева та аналітичним методом векторного перетворення координат показав їхнє співпадіння з похибкою меншою одного процента.

Подальші дослідження будуть спрямовані на розвиток чисельних методів дослідження плоских та просторових механізмів машин легкої промисловості, у тому числі і механізмів вищих класів, із застосуванням САД-програм.

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Безрядін В.М. Дослідження двокривошипного чотириланкового механізму ниткопритягувача швейної машини / В. М. Безрядін, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2017. – № 6. – С. 26-34.
3. Дворжак В.М. Дослідження кінематики двокривошипного механізму ниткопритягувача швейної машини чисельно-аналітичним методом / В. М. Дворжак, В. М. Безрядін // Актуальні проблеми інженерної механіки: IV Міжнародна науково-практична конференція. Одеса, 16-19 травня 2017 р. – Одеса: ОДАБА, 2017. – С. 189-191.

COMPUTER SIMULATION OF TYPICAL MECHANISMS OF LIGHT INDUSTRY MACHINES BY NUMERICAL ANALYTICAL METHOD

The application of numerical-analytical method of computer simulation of kinematic circuits of typical mechanisms of light industry machines on the example of the turned mechanism of filing of the sewing machine thread is considered; the mechanism was simulated in Mathcad, the graphs of the twelve mechanism positions and the trajectories of the characteristic points of the mechanism were plotted; performed comparative analysis of the trajectories of the characteristic points of the mechanism obtained in accordance with the numerical-analytical method and the analytical method.