

УДК 621.01

Кошель С.О., канд. техн. наук, доцент

Київський національний університет технологій та дизайну

Кошель Г.В., канд. техн. наук, доцент

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна», a_koshel@ukr.net

ВИЗНАЧЕННЯ ЛІНІЙНИХ ПРИСКОРЕНЬ ТОЧОК ПЛОСКОГО МЕХАНІЗМУ ТРЕТЬОГО КЛАСУ З ДВОМА СТРУКТУРНИМИ ГРУПАМИ ЛАНОК

Дослідження кінематичних параметрів [1-3] складних плоских механічних систем

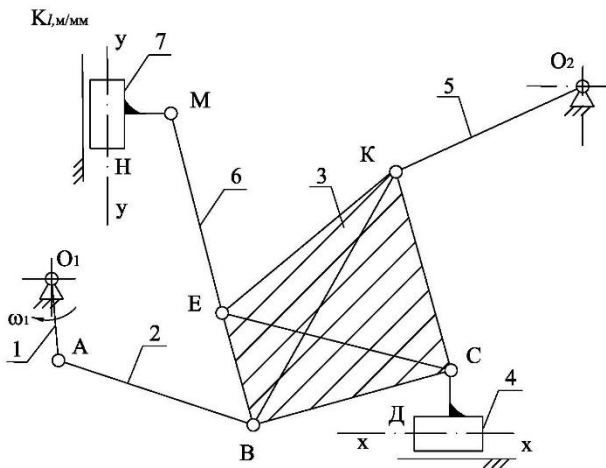


Рис.1 – Кінематична схема механізму

залишаються актуальними для проведення удосконалення існуючих та проєктування нових машин галузевого машинобудування.

На рис. 1 представлено кінематичну схему механізму третього класу, ведуча ланка якого – кривошип 1.

Для дослідження прискорень точок механізму попередньо необхідно визначити лінійні швидкості точок ланок механізму та їх кутові швидкості.

Побудову плану прискорення (рис. 2) почнемо з векторного рівняння (ланку 5 вважаємо умовно іншою ведучою ланкою):

$$\vec{a}_K = \vec{a}_{K;O2} = \vec{a}_{K;O2}^n + \vec{a}_{K;O2}^{\tau}, \quad (1)$$

де $\vec{a}_{K;O2}^n$, $\vec{a}_{K;O2}^{\tau}$ відповідно, нормальна та тангенціальна складові прискорень.

Довжину вектора $\vec{a}_K$ на плані прискорень визначаємо, як векторну суму двох складових прискорень. Нормальну складову розраховуємо з рівняння:

$$a_{K;O2}^n = \omega_5^2 \cdot l_{K;O2}, \text{ м/с}^2, \quad (2),$$

де ω_5 – кутова швидкість коромисла KO_2 , с^{-1} , $l_{K;O2}$ – довжина ланки KO_2 , м.

Відкладаємо відрізок $n_{K;O2}$ цього прискорення довільною довжиною, визначаємо масштаб плану прискорень

$(Ka = \frac{a_{K;O2}^n}{n_{K;O2}})$. Задамося довільною довжиною відрізка тангенціальної складової

прискорення $\vec{a}_{K;O2}^{\tau} \perp KO_2$ в масштабі Ka (по суті задаємося величиною невідомого кутового прискорення ланки 5).

Будуємо вектор абсолютного прискорення точки K, який дозволяє розв'язати наступну систему векторних рівнянь по відношенню до точки C механізму:

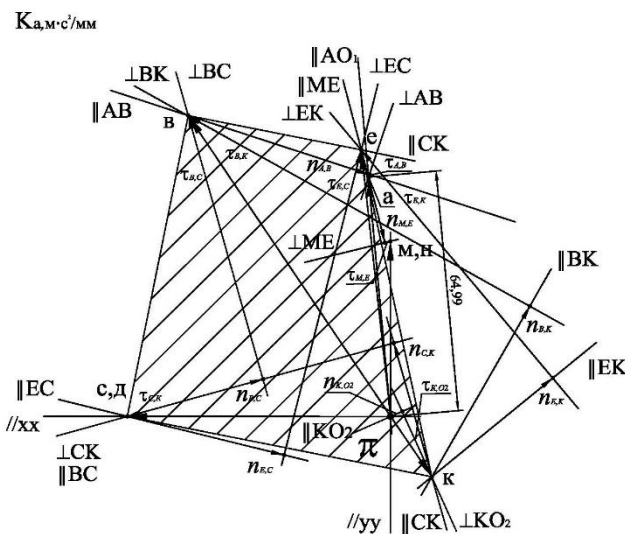


Рис.2 – План лінійних прискорень точок механізму

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_K + \vec{a}_{C;K}^n + \vec{a}_{C;K}^\tau \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D \end{cases}, \quad (3)$$

де $\vec{a}_D \parallel \vec{v}_D$. Величину нормальної складової прискорення ($\vec{a}_{C;K}^n // CK$) обчислюємо за умови попередньо визначеної кутової швидкості шатуна 3.

Будуємо вектор $\vec{\pi}_C$ абсолютного прискорення точки С на плані прискорень, визначаємо вектор $\vec{a}_D = \vec{a}_C$. Точки В та Е належать до складної ланки 3 механізму, для якої прискорення двох інших точок К та С визначено, тому складаємо системи векторних рівнянь для їх побудови:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_K + \vec{a}_{B;K}^n + \vec{a}_{B;K}^\tau \\ \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B;C}^n + \vec{a}_{B;C}^\tau \end{cases}, \begin{cases} \vec{a}_E = \vec{a}_K + \vec{a}_{E;K}^n + \vec{a}_{E;K}^\tau \\ \vec{a}_E = \vec{a}_C + \vec{a}_{E;C}^n + \vec{a}_{E;C}^\tau \end{cases}, \quad (4)$$

де нормальні складові прискорень ($\vec{a}_{B;K}^n // BK$, $\vec{a}_{B;C}^n // BC$, $\vec{a}_{E;K}^n // EK$, $\vec{a}_{E;C}^n // EC$) є попередньо розрахованими. Тангенціальні вектори мають напрямок перпендикулярний до відповідних нормальних прискорень. Будуємо вектори прискорення $\vec{\pi}_B$ та $\vec{\pi}_E$ точок В та Е на плані прискорень. Для визначення прискорення точки М складаємо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_M = \vec{a}_E + \vec{a}_{M;E}^n + \vec{a}_{M;E}^\tau \\ \vec{a}_M = \vec{a}_H \end{cases}, \quad (5)$$

де $\vec{a}_H \parallel \vec{v}_H$. Величину нормальної складової прискорення ($\vec{a}_{M;E}^n // ME$) обчислюємо з відповідних рівнянь. Розв'язуємо векторну систему рівнянь (5) та будуємо вектор прискорення $\vec{\pi}_M$ точки М на плані прискорень. Вектор прискорення $\vec{\pi}_A$ на плані прискорень точки А дійсної ведучої ланки механізму третього класу визначаємо на плані за допомогою векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_A = \vec{a}_B + \vec{a}_{A;B}^n + \vec{a}_{A;B}^\tau \\ \vec{a}_A = \vec{a}_{A;O1}^n + \vec{a}_{A;O1}^\tau \end{cases}, \quad (6)$$

де $\vec{a}_{A;O1}^n \parallel AO_1$, $\vec{a}_{A;O1}^\tau = 0$, ($\omega_1 = \text{const}$). Вимірюємо довжину відрізка $\pi A = n_{A;O1}$ на плані прискорень та визначаємо дійсну величину масштабу плану прискорень, що відповідає механізму третього класу:

$$Ka = \frac{a_A}{\pi A} = \frac{a_{A;O1}^n}{n_{A;O1}} = \frac{\omega_1^2 \cdot l_{A;O1}}{n_{A;O1}} \quad (7)$$

Список посилань

1. Koshel S., Dvorzhak V., Koshel H., Zalyubovskii M., Panasiuk I. Analysis of the third class mechanism using the modeling method in the mathcad software environment // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2024, №5, P. 51 – 58.
2. Koshel' S., Dvorzhak V., Koshel' G., Zalyubovskyi M. Kinematic Analysis of Complex Planar Mechanisms of Higher Classes // Int. Appl. Mech. – 2022, №1, P. 111 – 122.
3. Koshel S., Dvorzhak V., Koshel G., Zalyubovs'kyi M., Panasyuk I. Determination of point velocities in a third-class mechanism with three driving links using the graphical-analytical method // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2025, № 2, P. 137 – 147