УДК 621.01

КІНЕМАТИКА КРИВОШИПІВ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ

В.Р. Пасіка

Наведено аналітичні залежності для визначення кінематичних характеристик кривошипів змінної довжини.

Приведены аналитические зависимости для определения кинематических характеристик кривошипов переменной длины.

Кривошипи – це невід'ємні частини важільних механізмів, які широко використовуються у різноманітних механізмах і машинах. Це викликано доброю ремонтопридатністю, високими надійністю і коефіцієнтом видатності. Але разом з тим у важільних механізмах закон руху тяжної ланки повністю визначається геометрією механізму і законом руху тягової ланки. Отримати потрібний закон руху тяжної ланки можна двома шляхами:

автоматично змінювати закон руху тягової ланки;

певним чином змінювати одну або кілька геометричних параметрів механізму.

Перший шлях не завжди можна вважати задовільним, оскільки при його реалізації будуть виникати великі інерційні навантаження на ланки механізму. Крім того, необхідне створення системи автоматичного регулювання, що дорого і, мабуть, не оправдано.

Другий шлях простіший у технічній реалізації і не вимагає суттєвого ускладнення механізму. На рис. 1 подано інтерпретацію кривошипа змінної довжини. Якщо 1 – кривошип, то 2 – уявний повзун, до якого в т. A приєднується решта важільного механізму. При незмінному кривошипі його довжина дорівнює $l_1 = l_{OA}$. При змінному – довжину кривошипа подамо як

$$r = l_1 + \delta r(\varphi), \tag{1}$$

де $\delta r(\varphi)$ – закон руху повзуна A відносно кривошипа. Цей рух можна задати нерухомим кулачком, профіль якого і визначатиме закон відносного руху повзуна.

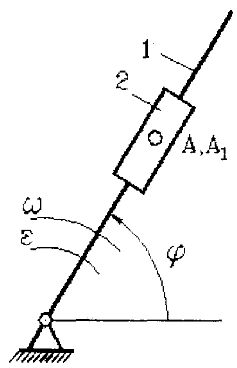

Рис. 1. Інтерпретація кривошипа змінної довжини

Оскільки в т. A приєднується решта важільного механізму, то актуальним стає питання визначення векторів швидкості і пришвидшення т. A. При цьому вважаємо, що функція $\delta r(\varphi)$ відома.

Визначення швидкості

Вектор швидкості т. A подамо у вигляді векторного рівняння плоского руху:

$$\vec{V}_A = \underline{\underline{\vec{V}_{A_1}}} + \underline{\underline{\vec{V}_{AA_1}}}, \tag{2}$$

де $V_{A_1} = \omega l_1$ – швидкість кінця кривошипа при незмінній довжині; $V_{AA_1} = \dfrac{d\delta r}{dt}$ – відносна швидкість повзуна і кривошипа. Двічі підкреслені вектори, які відомі за напрямком і модулем. Подамо відносну швидкість у дещо іншому вигляді:

$$V_{AA_1} = \frac{d\delta r}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi} = \omega \frac{d\delta r}{d\varphi} = \omega \cdot \delta r'_\varphi .$$

З плану швидкостей (рис. 2), побудованого за векторним рівнянням (2), визначаємо:

$$V_A = \sqrt{V_{A_1}^2 + V_{AA_1}^2} = \omega\sqrt{l_1^2 + (\delta r'_\varphi)^2} , \tag{3}$$

$$\gamma_a = \gamma_{a_1} - \Delta\gamma_a = \varphi + sign(\omega) \cdot \left(\frac{\pi}{2} - arctg \frac{\delta r'_\varphi}{l_1} \right). \tag{4}$$

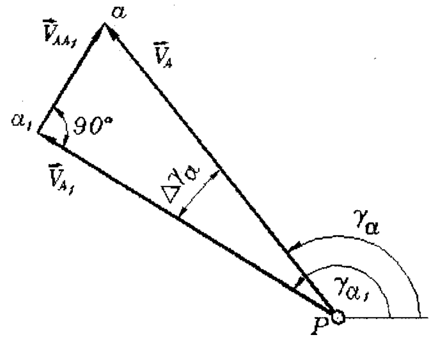

Рис. 2. План швидкостей

Визначення пришвидшення

Векторне рівняння для пришвидшення т. A :

$$\vec{a}_A = \underset{= A_1}{\vec{a}^n} + \underset{= A_1}{\vec{a}^\tau} + \underset{= AA_1}{\vec{a}^k} + \underset{= AA_1}{\vec{a}^r} , \tag{5}$$

де $a^n_{A_1} = \omega^2 l_1;\quad a^\tau_{A_1} = \varepsilon l_1;\quad a^k_{AA_1} = 2\omega V_{AA_1} = 2\omega^2 \delta r'_\varphi;\quad a^r_{AA_1} = \dfrac{dV_{AA_1}}{dt} = \omega^2 \delta r''_\varphi .$ (6)

З плану пришвидшень (рис. 3) визначаємо:

$$a_A = \sqrt{\left(a^n_{A_1} - a^r_{AA_1}\right)^2 + \left(a^\tau_{A_1} + a^k_{AA_1}\right)^2} ,$$

$$\psi_a = \varphi + \pi - \Delta\psi_a .$$

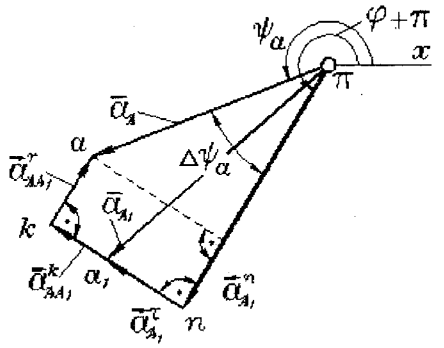

Рис. 3. План пришвидшень

Після підстановки виразів (6) і нескладних алгебраїчних перетворень отримуємо залежності для обчислення вектора пришвидшення кривошипа змінної довжини:

$$a_A = \sqrt{l_1^2\left(\omega^4 + \varepsilon^2\right) + 4\omega^2\delta r'_\varphi\left(\varepsilon l_1 + \omega^2\delta r'_\varphi\right) - \omega^4\delta r''_\varphi\left(2l_1 - \Delta r''_\varphi\right)}, \quad (7)$$

$$\psi_a = \varphi + \pi - arctg\frac{\varepsilon l_1 + 2\omega^2\delta r'_\varphi}{\omega^2 l_1 - \omega^2\delta r''_\varphi}. \quad (8)$$

Таким чином, кінематичні характеристики змінної довжини кривошипа визначені й обчислюються за виразами (1), (3), (4), (7), (8).

Щоб оцінити, наскільки суттєво змінюються кінематичні характеристики кривошипів з постійною і змінною довжиною, наведемо такий приклад. Нехай закон руху повзуна 4 відносно кривошипа описується поліномом $\delta r = a_0 + a_1\varphi + a_3\varphi^2$. Для визначення невідомих коефіцієнтів a_i задамо такі граничні умови: на початку ділянки зміни кривошипа при $\varphi = \varphi_n = 50^\circ \rightarrow \delta r = \delta_n = 0.015\,м$; у кінці – при $\varphi = \varphi_к = 110^\circ \rightarrow \delta r = \delta_к = 0{,}015\,м$; при $\varphi = \varphi_0 = 75^\circ \rightarrow \delta r = 0$. Записуємо систему трьох алгебраїчних рівнянь і розв'язуємо її відносно коефіцієнтів a_i : $a_1 = 0{,}0563$; $a_2 = -0{,}1572$ $a_3 = 0{,}1093$. Результати обчислень кінематичних характеристик кривошипа наведені на рис. 4–7. Прямими лініями показані залежності для кривошипів постійної довжини. На рис. 8 наведена зміна кривошипа при початковій довжині $l_1 = 0.1\,м$.

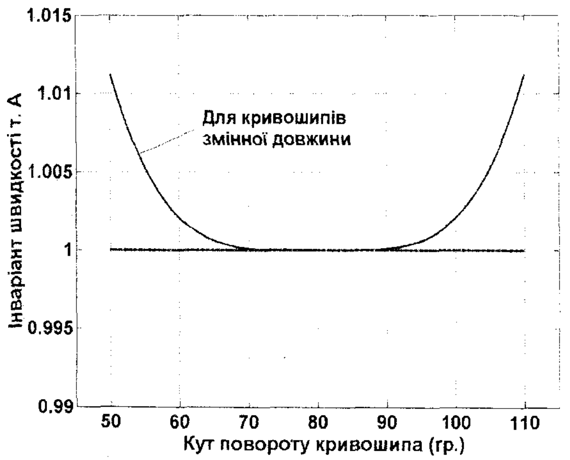

Рис. 4. Інваріант швидкості т.А

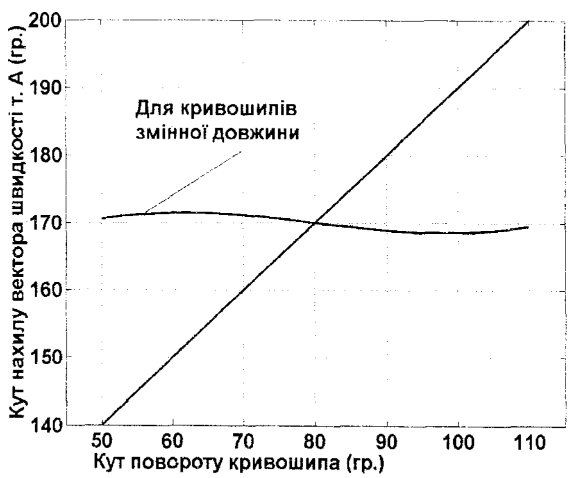

Рис. 5. Кут нахилу швидкості т.А

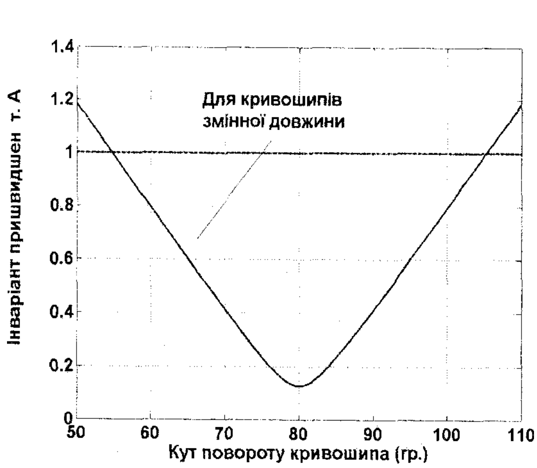

Рис. 6. Інваріант пришвидшення т.А

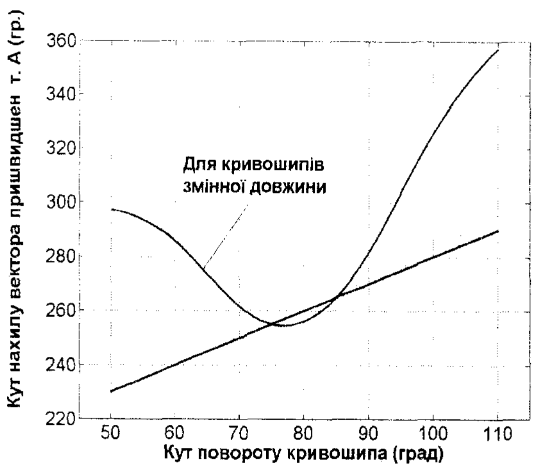

Рис. 7. Кут нахилу пришвидшення т.А

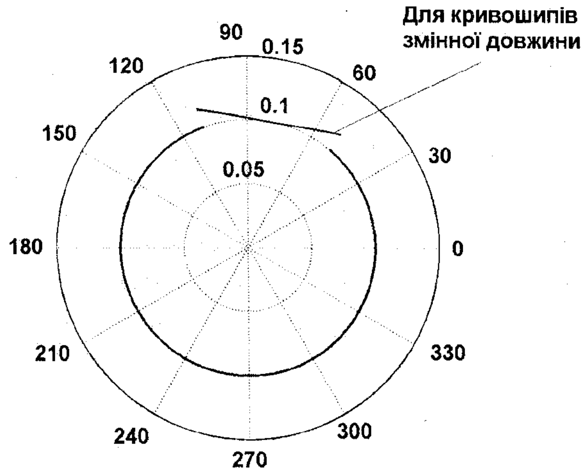

Рис. 8. Зміна довжини кривошипа на куті повороту 360 град.

Як бачимо з наведених графіків, не враховувати кінематичних характеристик кривошипів змінної довжини не можна.

УДК 621.01:681.3

УНІВЕРСАЛЬНА СИСТЕМА АВТОМАТИЗОВАНОГО АНАЛІЗУ ВАЖІЛЬНИХ ЦИКЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИН

В.О. Кузнецов

Запропоновано новий метод, покладений в основу розробленої системи автоматизованого аналізу важільних циклових механізмів поліграфічних машин. Завдяки цьому методу система стає універсальною і дозволяє вести аналіз як простих, так і складних комбінованих механізмів.

Предложен новый метод, положенный в основу разработанной системы автоматизированного анализа рычажых цикловых механизмов полиграфических машин. Благодаря этому методу система становится универсальной и позволяет вести анализ как простых, так и сложных комбинированных механизмов.

Одним із методів вирішення задач оптимізаційного синтезу циклових механізмів є багатократний аналіз цільової функції до досягнення її екстремального значення. У зв'язку з тим автоматизація аналізу циклових механізмів набуває вирішального значення як для безпосередньо самого аналізу, так і для синтезу механізмів. Тому пошук нових, ефективних при застосуванні комп'ютерної техніки, методів аналізу продовжується. У більшості робіт використовується метод розподілу механізму на відомі групи Ассура. Аналіз повного механізму відбувається шляхом послідовного розрахунку нашарованих груп, програмними модулями, що розроблені для кожного типу груп. Відома спроба організації аналізу на основі розрахунку замкнених три- або чотириланкових векторних контурів з двома невідомими, які автоматично відшукуються в структурній схемі механізму, з автоматичною ідентифікацією „зборок". Метод дозволяє значно зменшити об'єми оперативної інформації при переходах до розрахунку наступних груп Ассура, але недоліки, притаманні методові використання груп Ассура, залишаються і значно обмежують можливості розроблення на цій базі універсальних програм аналізу важільних механізмів.

На основі методу, запропонованого професором Тіром К.В., складні комбіновані циклові механізми розглядаються не по окремих групах Ассура, а по „елементарних" або вихідних механізмах. Рух кожної ланки в приєднаному елементарному механізмі буде складатись з основного (переносного), що визначається геометричними параметрами його самого, і відносного (накладається на основний), котрий визначається вихідним механізмом, до якого приєднано елементарний механізм. У самому вихідному механізмі ланки, що приєднані до стояка (опори),