

УДК 621.836.7

Р. С. Маца

Українська академія друкарства

**СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ
ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ ШАТУНА**

У статті розглядається принципово нова схема кривошипно-повзунного механізму зі змінною довжиною шатуна. Теоретичні викладки доведено до числового прикладу, який підтверджує дієвість виведених формул.

In the article examination new type scheme slider-crank mechanism with variable length of coupler. Theoretical results are checked by example, who confirmed analytical dependencies.

Важільні механізми завдяки простоті своєї конструкції і технологічності широко застосовуються як у поліграфічному машинобудуванні [1, 6, 7, 9], так і в інших галузях промисловості [3]. Синтезу важільних механізмів присвячено багато праць науковців, зокрема Артоболевського, Левицького, Черкудінова та ін. Оскільки негативною ознакою важільних механізмів є те, що закон руху вихідної ланки повністю визначається структурою механізму [3, 7, 8], у ряді робіт [4, 5] для подолання цього недоліку пропонується схема комбінованого кривошипно-повзунного механізму зі змінною довжиною кривошипа, яка дозволяє шляхом синтезу профілю кулачка змінювати в певних межах якісні характеристики закону руху вихідної ланки.

Щоб позбутися цієї вади, у даній роботі пропонується схема зі змінною довжиною шатуна (рис. 1), яка дозволяє, міняючи довжину шатуна, змінювати якісні характеристики закону руху вихідної ланки (закон руху шатуна також змінюється).

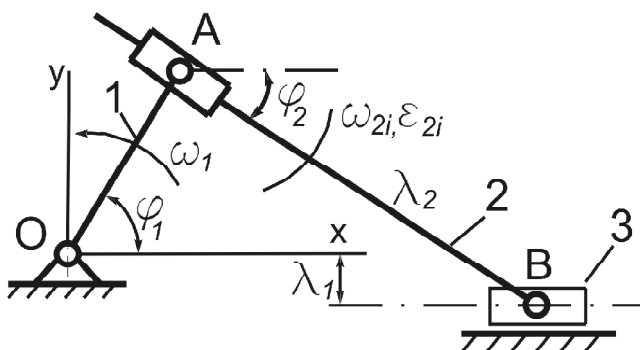


Рис. 1. Інтерпретація кривошипно-повзунного механізму зі змінною довжиною шатуна

Величина відносної зміни довжини шатуна обчислюється методом замкнутого векторного геометричного контуру. Обчислення ведуться методом інваріантів подібності [7]. Для цього складаємо векторне рівняння

$\vec{l} + \vec{\lambda}_2 = \vec{\lambda}_1 + \vec{X}_B$. Проектуємо його на осі декартової системи координат Oxy (1), з якої визначаємо інваріант змінної довжини шатуна λ_2 ($\lambda_2 = \lambda_{20} + \delta\lambda_2$) (2), де

$$\begin{aligned} \cos(\phi_1) + \lambda_2 \cdot \cos(\phi_2) &= X_B \\ \sin(\phi_1) + \lambda_2 \cdot \sin(\phi_2) &= \lambda_1 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{1 + \lambda_1^2 + X_B^2 - 2 \cdot X_B \cdot \cos(\phi_1) - 2 \cdot \lambda_1 \cdot \sin(\phi_1)}, \quad (2)$$

λ_{20} – початкова довжина шатуна; $\delta\lambda_2$ – відносна зміна довжини шатуна; X_B – закон руху повзуна.

Для підтвердження дієвості залежності (2) доведемо обчислення до числового результату. У реальних механізмах переважно найбільшу масу має вихідна ланка. Відповідно, вона є найбільш інерційно навантаженою. Для зрівноваження цих навантажень доцільно застосувати циліндричні пружини 4 (рис. 2), пружна характеристика яких має лінійний характер. Для повного зрівноваження інерційних навантажень повзуна потрібно змінити його закон руху на косинусоїду, в якій, як відомо, залежність прискорення від переміщення $ck=f(ak)$ має лінійний характер. Одна з можливих схем механізму зі змінною довжиною шатуна показана на рис. 2.

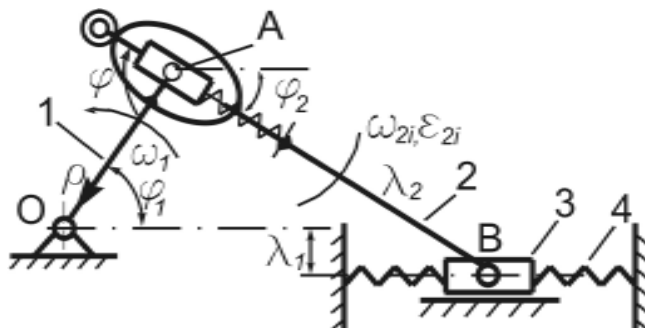


Рис. 2. Кінематична схема механізму зі змінною довжиною шатуна:
1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — повзун; 4 — циліндричні пружини

Для вхідних даних — $\lambda_1 = -0,4$, $\lambda_{20} = 3$ відносна зміна довжини шатуна $\delta\lambda_2$ та її похідні v_{2p} , a_2 показані на рис. 3. Профіль кулачка в полярній системі координат ρ , радіуси кривини профілю кулачка та кутів тиску кулачкової пари зображено на рис. 4–6.

Для визначення кутів тиску кулачкової пари використати літературні залежності [3, 7, 8] неможливо, оскільки дана схема відрізняється від класичної. Для розв'язання цієї задачі розроблено оригінальний спосіб визначення кутів тиску кулачкової пари, який полягає в наступному:

для довільного i -го положення механізму знаходимо координати A_{i-2} , A_{i-1} , A_i , A_{i+1} , A_{i+2} точок профілю (рис. 7);

дані точки описуємо поліномом p' 'ятого порядку $P_5 = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3 + a_4 \cdot x^4$;

згідно з геометричним змістом похідної (похідна в точці A_i – це тангенс кута нахилу дотичної τ - τ до кривої P_5 в точці A_i), описавши аналітично ділянку профілю кулачка, знаходимо похідну $\dot{P}_5 = dP_5 / dx = tg(\alpha_0)$;

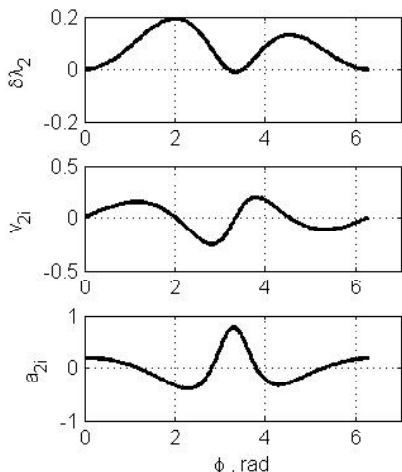


Рис. 3. Інваріанти кінематичних характеристик штовхача кулачкового механізму

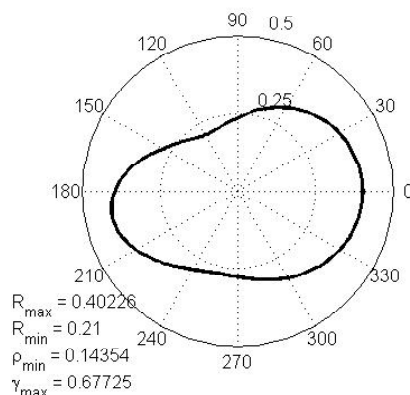


Рис. 4. Теоретичний профіль кулачка в полярній системі координат $A\rho$

для визначення кута нахилу нормалі β_0 виконаємо прості математичні обчислення: $\beta_0 = 0,5 \cdot \pi + \arctg(\dot{P}_5(x_{A_i}))$;

для визначення кута тиску в кулачковій парі знаходимо гострий кут γ між $b-b$ і $n-n$.

Застосування чисельного методу пояснює, що на рис. 5 крива кутів тиску місцями має несплавний характер.

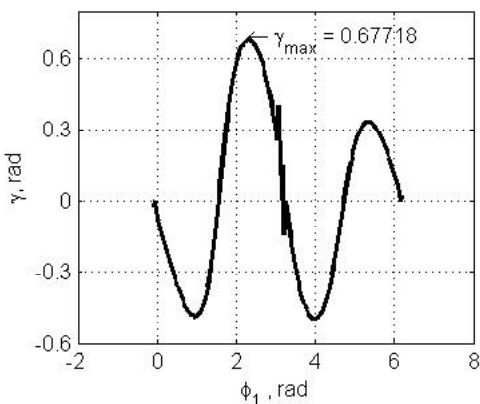


Рис. 5. Графік кутів тиску кулачкового механізму

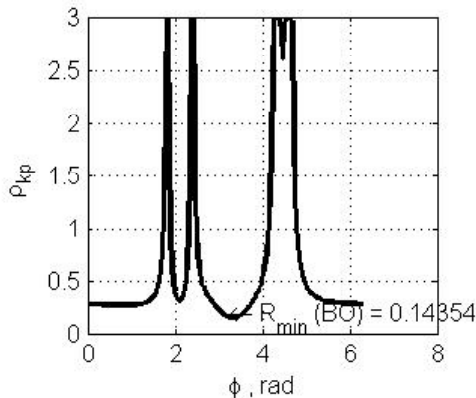


Рис. 6. Графік радіусів кривини профілю кулачка

Для визначення радіусів кривини профілю кулачка використовуємо відому залежність з аналітичної геометрії [2] (3), рис. 8.

$$\begin{aligned}(x_1-a)^2+(y_1-b)^2&=R^2, \\(x_2-a)^2+(y_2-b)^2&=R^2, \\(x_3-a)^2+(y_3-b)^2&=R^2.\end{aligned}\quad (3)$$

Розв'язавши цю систему відносно R , знаходимо радіус кривини для будь-яких трьох сусідніх точок профілю кулачка: $R_i=f\{|x_{i-1}, y_{i-1}|, |x_i, y_i|, |x_{i+1}, y_{i+1}|\}$. На рис. 6 значення радіусів кривини профілю кулачка обмежені за величиною (до трьох) для зменшення масштабу по вертикальній осі.

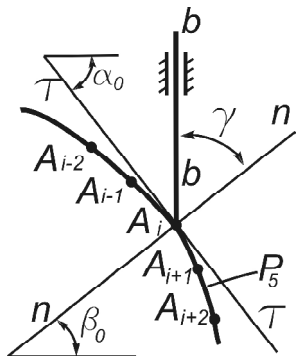


Рис.7. До визначення кутів тиску кулачкової пари

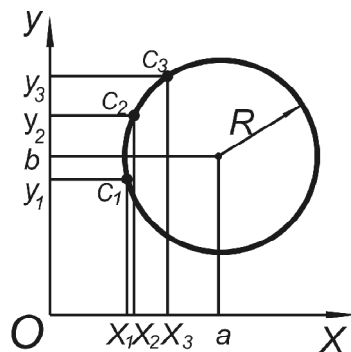


Рис.8. До визначення радіусів кривини профілю кулачка

Таким чином, отримані числові значення підтверджують коректність виведених формул і можливість розв'язання поставленої задачі даним методом, а графіки на рис. 5, 6 — роботоздатність кулачкового механізму. Розроблено і перевірено оригінальний спосіб визначення кутів тиску кулачкової пари, який можна застосовувати і для класичних схем кулачкових механізмів.

1. Белозерский Л. К., Смирнов Г. П., Свиридов Н. М. Брошюровочно-переплетные машины: Ч. 2. Машины для обработки книжных и брошюрных блоков, для сборки и отделки книг. М., 1971.
2. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. М., 1957.
3. Кіницький Я. Т. Практикум з теорії механізмів і машин: Навч. посіб. Львів, 2002.
4. Комаров С. М., Пасіка В. Р., Маца Р. С. Повне зрівноваження надлишкових сил інерції в комбінованих кривошипно-повзунних механізмах // Матеріали міжнар. наук.-техн. конф.: «Прогресивные направления развития машино-, приборостроительных отраслей и транспорта». Севастополь, 2004. С. 163–165.
5. Пасіка В. Р. Синтез комбінованих кривошипно-повзунних механізмів з умови зрівноваженості надлишкових сил інерції на повзуні // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. 2004. №1. С. 112–116.
6. Пергамент Д. А. Брошюровочно-переплетное оборудование: Учеб. М., 1990.
7. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., 1965.
8. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. М., 1987.
9. Хведчин Ю. Й. Брошюровально-палітурне устаткування: Ч. 1. Брошюровальне устаткування: Підруч. Львів, 1999.