

АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ДВОКРИВОШИПНОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ З РЕГУЛЬОВАНОЮ АМПЛІТУДОЮ КОЛИВАННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

В статті розглянуто питання аналізу та синтезу двокривошипного кулісного механізму з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки, яка конструктивно легко досягається зміною міжосьової відстані. Такі механізми можуть бути зв'язані з системами автоматичного керування.

Ключові слова: кулісні механізми, коливання швидкості, коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності.

YA.T. KINYCKYI, O.V. HOLOVKO, M.V. MARCHENKO

Khmelnitskyi National University

ANALYSIS AND SYNTHESIS OF TWO-CRANKED ROCKER MECHANISM WITH ADJUSTABLE ANGULAR VELOCITY AMPLITUDE OF OUTPUT LINK

The paper deals with the analysis and synthesis of the rocker mechanism with adjustable angular velocity amplitude of the output link, which is easily achieved by a change of center distance. Based on the algorithm specified in the computer program was written in the Mathcad-system, which allowed to perform an analytical study of the kinematics two-cranked rocker mechanisms and to determine the effect size of the center distance and displacement backstage to change the basic nature of the kinematic parameters of movement output link, including the magnitude of irregularity movement and dynamism coefficients. The diagrams of changes in these coefficients by which the knowledge needed their values, possible to find a suitable adjustment range center distance and the amount of displacement or vice versa, knowing the center distance and displacement, one can find the corresponding coefficients of uneven movement and dynamism. Adjusting center distance enables greater design and functionality of these mechanisms and create simple in design rotating motion mechanisms that provide control amplitude oscillations output link. Such mechanisms may be related to automatic control.

Keywords: link gear, the coefficient of uneven movement, dynamic coefficient.

В сучасній техніці одержали застосовуються механізми, які забезпечують при сталому обертовому русі вхідної ланки нерівномірний обертовий рух вихідної ланки. До таких механізмів відносяться зубчасті механізми з некруглими колесам [1, рис. 3.27– 3.28], які мають у своєму складі вищу кінематичну пару і складні у виготовленні, та важільні механізми [1, с. 158, рис. 2.57, с. 77, рис. 2.69, с. 79]. Більш прості у виготовленні є важільні механізми. Прикладом такого важільного механізму є двокривошипний кулісний механізм (рис. 1), в якому міжосьова відстань a менша довжини кривошипа b . Проте такі механізми не дозволяють змінювати амплітуду коливання швидкості вихідної ланки [2], яка при сталій швидкості обертання кривошипа залежать від співвідношення b/a . Змінюючи це співвідношення (мінючи довжину кривошипа або міжосьову відстань), можна регулювати амплітуду коливань швидкості куліси, конструктивно більш просто регулювати міжосьову відстань в межах $0 < a < b$, у цьому випадку таке регулювання можна здійснювати навіть під час руху механізму, такі механізми легко вписуються в системи автоматичного керування машин. Це дозволяє розширити конструктивні та функціональні можливості вказаних механізмів і створити прості за конструкцією передаточні механізми обертового руху, які забезпечують регулювання амплітуди коливання вихідної ланки з однаковими напрямками обертання вхідної і вихідної ланок.

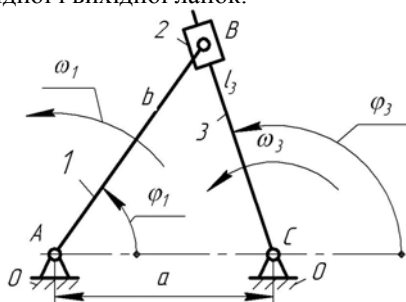


Рис. 1. Центральний двокривошипний кулісний механізм ($a = \text{const}$)

На рис. 2 – 3 зображені кінематичні схеми центрального і зміщеного двокривошипних кулісних механізмів з регульованою міжосьовою відстанню $AC=a$, що дозволяє змінювати амплітуду коливання кутової швидкості вихідної ланки. Вказані механізми складаються із стояка θ , кривошипа 1 , повзуна 2 , куліси 3 , яка стає при умові $a+e < b$ другим кривошипом (в центральному кулісному механізмі $e=0$), рухомої опори 4 , положення якої регулюється гвинтом 5 , що дозволяє змінювати міжосьову відстань a . Механізм буде двокривошипним при умові, якщо $a+e$ знаходиться в межах $0 < a+e < b$. При рівномірному обертанні кривошипа 1 ланка 3 обертається нерівномірно. Характеристиками такого руху є коефіцієнти нерівномірності руху δ та динамічності ε_d , які знаходяться за формулами [3– 4]:

$$\delta = \frac{\omega_{3\max} - \omega_{3\min}}{\omega_c}, \quad \varepsilon_d = \frac{\varepsilon_{\max}}{\omega_c^2}, \quad (1)$$

де $\omega_{3\max}$, $\omega_{3\min}$ – відповідно максимальна і мінімальна кутова швидкість куліси 3 ;

ω_c – її середня кутова швидкість, у нашому випадку $\omega_c = \omega_1$;

$\varepsilon_{3\max}$ – максимальне кутове прискорення куліси 3.

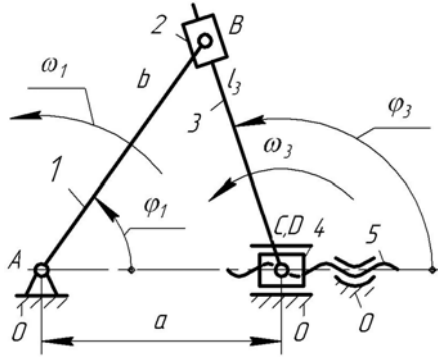


Рис. 2. Центральний двокривошипний кулісний механізм

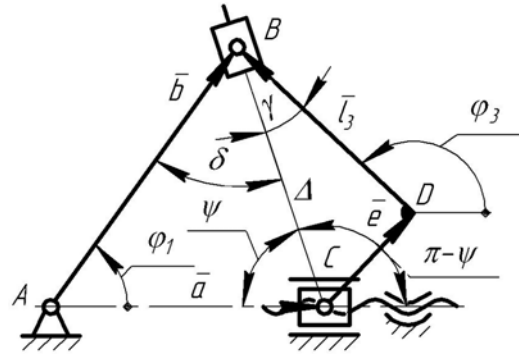


Рис. 3. Зміщений двокривошипний кулісний механізм

Для визначення основних кінематичних параметрів механізму ви-користаємо його схему, зображену на рис. 3 (більш загальна схема кулісного механізму), з якої можна знайти кут φ_3 , який визначає положення куліси 3, та її довжину $l_3 = BD$.

Алгоритм розрахунків наступний:

1) з ΔABC знаходимо довжину допоміжного відрізка $\Delta = BC$

$$\Delta = BC = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \varphi_1}; \quad (3)$$

2) довжину куліси l_3 можна знайти з ΔBCD :

$$l_3 = \sqrt{\Delta^2 - e^2}; \quad (4)$$

3) знаходимо значення кутів:

$$\delta = \arccos \frac{b^2 + \Delta^2 - a^2}{2b\Delta}, \quad (5)$$

$$\psi = \pi - \varphi_1 - \delta \quad (0 \leq \varphi_1 \leq \pi) \quad \text{або} \quad \psi = \pi - \varphi_1 + \delta \quad (\pi \leq \varphi_1 \leq 2\pi), \quad \gamma = \arcsin \frac{e}{\Delta}, \quad (6)$$

$$\varphi_3 = \pi - \psi + \gamma. \quad (7)$$

Диференціюючи рівняння (3) і (4) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержимо залежності для визначення аналогів кутової швидкості куліси $\varphi_3' = d\varphi_3/d\varphi_1$ та аналогів її відносної швидкості $l_3' = dl_3/d\varphi_1$ при різних значеннях a і e .

Повторно диференціюючи рівняння (3) і (4) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержимо залежності для визначення аналогів кутового прискорення куліси $\varphi_3'' = d\varphi_3'/d\varphi_1 = d^2\varphi_3/d^2\varphi_1$ та аналогів її відносного прискорення $l_3'' = dl_3'/d\varphi_1 = d^2l_3/d^2\varphi_1$ при різних значеннях a і e .

Знаючи аналоги швидкостей і прискорень, знаходимо дійсні фізичні величини за формулами [3– 4] ($\omega_1 = \text{const}$):

$$\omega_3 = \varphi_3' \omega_1; \quad v^r = l_3' \omega_1; \quad \varepsilon_3 = \varphi_3'' \omega_1^2; \quad a^r = l_3'' \omega_1^2, \quad (8)$$

де ω_3 – кутова швидкість куліси 3;

v^r – відносна швидкість куліси 3;

ε_3 – кутове прискорення куліси 3;

a^r – відносне прискорення куліси 3.

При $\omega_1 = 1$ швидкості та прискорення чисельно дорівнюють відповідним аналогам.

На основі вказаного алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad [5], яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики цих механізмів і встановити вплив величини міжосьової відстані та зміщення куліси на характер зміни основних кінематичних параметрів руху вихідної ланки, зокрема на величину її коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності. Побудовано діаграми зміни цих коефіцієнтів, за допомогою яких, знаючи потрібні значення δ чи ε_d , можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані a та величину зміщення e або навпаки, знаючи величину

міжосьової відстані a та зміщення e , можна знайти відповідне значення δ чи ε_d .

На рис. 4– 9 наведені основні кінематичні діаграми куліси 3 залежно від положення кривошипа 1 при різних значеннях міжосьової відстані a ($e=0$). Аналогічні діаграми можна побудувати при $e \neq 0$.

На рис. 10– 12 наведено діаграми зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ залежно від міжосьової відстані a та зміщення e . Як видно з цих діаграм, зміщення e несуттєво впливає на величину цих коефіцієнтів. За допомогою цих діаграм, знаючи потрібні значення δ чи e , можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані a та зміщення e або навпаки, знаючи величину міжосьової відстані a та зміщення e , можна знайти відповідне значення δ .

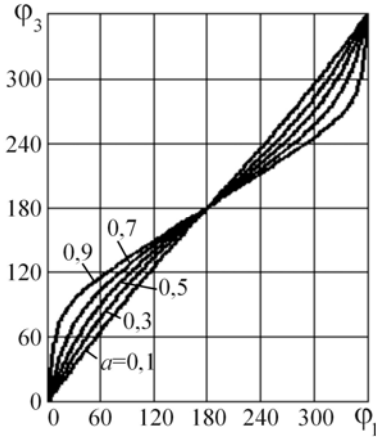


Рис. 4. Діаграми кутових переміщень куліси 3

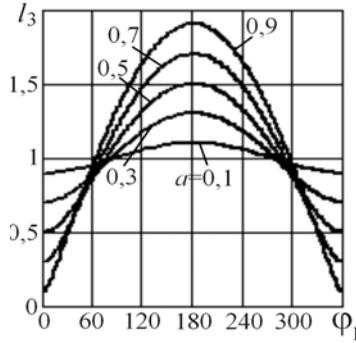


Рис. 5. Діаграми зміни довжини куліси

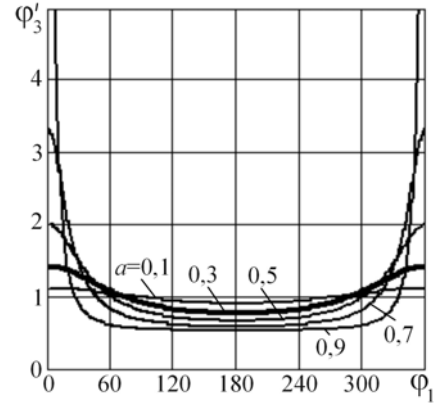


Рис. 6. Діаграми аналогів кутових швидкостей куліси 3

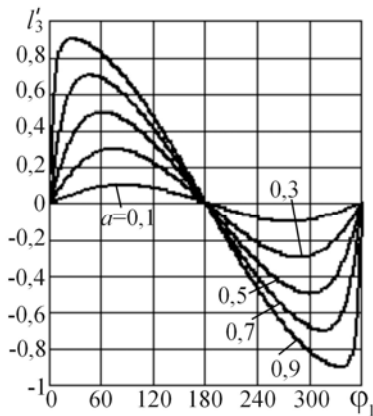


Рис. 7. Діаграми аналогів відносної швидкості куліси 3

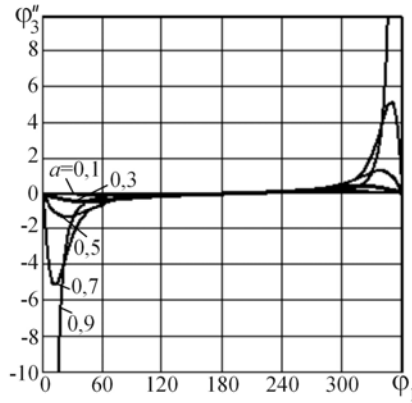


Рис. 8. Діаграми аналогів кутових прискорень куліси 3

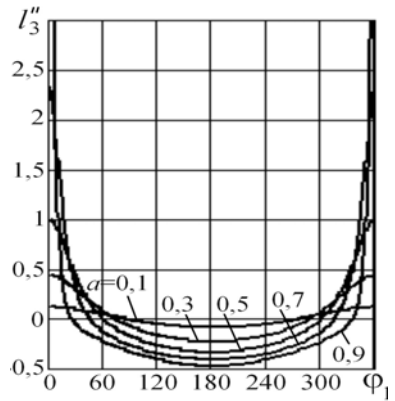


Рис. 9. Діаграми аналогів відносного прискорення куліси 3

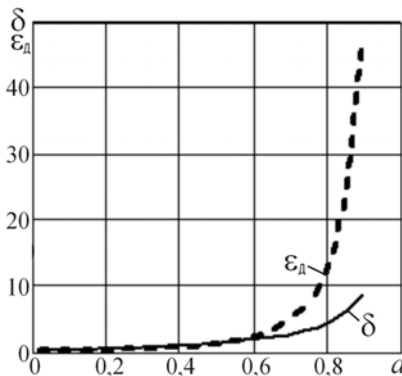


Рис. 10. Діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності куліси 3 ($e=0$)

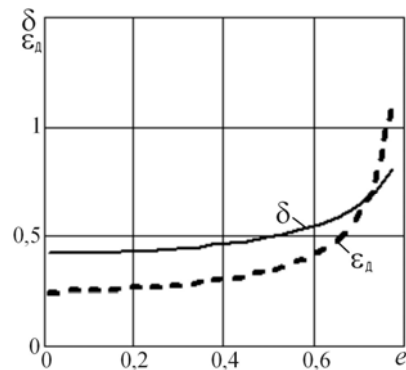


Рис. 11. Діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності куліси 3 ($a=0,2$)

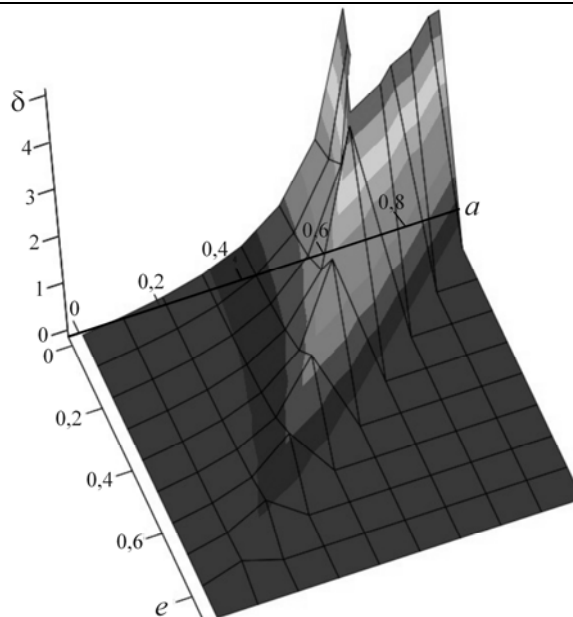


Рис. 12. Залежність коефіцієнтів нерівномірності руху вихідної ланки від величини міжосьової відстані a та зміщення e

Висновок. На основі вказаного в роботі алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad, яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики двокривошипних кулісних механізмів і встановити вплив величини міжосьової відстані та зміщення куліси на характер зміни основних кінематичних параметрів руху вихідної ланки, зокрема на величину її коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності. Побудовано діаграми зміни цих коефіцієнтів, за допомогою яких, знаючи потрібні їх значення, можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані та величину зміщення або навпаки, знаючи величину міжосьової відстані та зміщення, можна знайти відповідне значення коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності. Це дозволяє розширити конструктивні та функціональні можливості вказаних механізмів і створити прості за конструкцією передаточні механізми обертового руху, які забезпечують регулювання амплітуди коливання вихідної ланки. Такі механізми можна використовувати в приводах різних вібраційних машин, вони можуть бути легко пов'язані з системами автоматичного керування машин.

Література

1. Кожевников С.Н. Справочник. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. – М. : Машиностроение, 1976. – 784 с.
2. Семенов М.В. Кинематические и динамические расчеты исполнительных механизмов. Л. : Машиностроение, 1974. – 432 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Артоболевский И.И. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
4. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин Кіницький Я.Т. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
5. Дьяконов В. Mathcad 2000 : [учебный курс] / Дьяконов В. – СПб. : Питер, 2001. – 592 с.

References

1. Kozhevnikov S.N., Esipenko J.I., Raskin J.M. Mechanisms. Handbook. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. – 784.
2. Semenov M.V. Kinematic and dynamic calculations of mechanisms. – Leningrad: Mashinostroenie, 1974. – 432 p.
3. Artobolevsky I. Theory of mechanisms and machines. – Moscow: Nauka, 1988. – 640.
4. Kinytskyi J.T. Theory of mechanisms and machines. – Kyiv: Naukova Dumka, 2002. – 660 p.
5. Dyakonov V. Mathcad 2000: training course. – St.P: 2001. – 592 p.

Рецензія/Peer review : 24.3.2013 р.

Надрукована/Printed :8.4.2013 р.

Статтю представляє: д.т.н., проф. Кіницький Я.Т.