

ДВОКРИВОШИПНІ ШАРНІРНІ ЧОТИРИЛАНКОВІ МЕХАНІЗМИ З РЕГУЛЬОВАНОЮ АМПЛІТУДОЮ КОЛИВАННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

В статті розглянуто питання аналізу та синтезу двокривошипного шарнірного чотириланкового 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: шарнірний чотириланковий механізм, коливання швидкості, кут передачі, коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності, коефіцієнт корисної дії.

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

Khmelnitskyi National University

FOUR-BAR LINKAGES WITH ADJUSTABLE ANGULAR VELOCITY AMPLITUDE OF OUTPUT LINK

The paper deals with the analysis and synthesis of the four-bar linkage 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 four-bar linkage 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, 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 can be used on various vibrating machines and may be related to automatic control.

Keywords: four-bar linkage, velocity oscillation, transmission angle, uneven movement coefficient, dynamic coefficient, efficiency.

В сучасній техніці отримали застосування механізми, які забезпечують при сталому обертовому русі вхідної ланки нерівномірний обертовий рух вихідної ланки. Як ми вже відзначали в попередній роботі [1], до таких механізмів відносяться зубчасті механізми з некруглими колесами [2], які мають у своєму складі вищу кінематичну пару, але складні у виготовленні, та важільні механізми: двокривошипний кулісний та двокривошипний шарнірний чотириланковий механізми. Більш прості у виготовленні є важільні механізми. Аналіз та синтез двокривошипного кулісного механізму за заданим коефіцієнтом нерівномірності руху вихідної ланки або коефіцієнтом динамічності наведено в роботі [1]. Далі розглянемо аналіз та синтез двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму (рис. 1, а). Як відомо [3, 4], такий механізм повинен задовольняти:

1) умові Грасгофа

$$a + b \leq c + d; \quad (1)$$

2) стояком механізму вибирати найкоротшу ланку a , тобто міжосьова відстань a повинна бути меншою довжини кривошипа b .

Проте такі механізми не дозволяють змінювати амплітуду коливання швидкості вихідної ланки, яка при сталій швидкості обертання кривошипа залежить від співвідношення b/a . Змінюючи це співвідношення (змінюючи довжину кривошипа або міжосьову відстань, рис. 1, б), можна регулювати амплітуду коливань швидкості ланки 3. Конструктивно більш просто регулювати міжосьову відстань в межах $0 < a < b$, у цьому

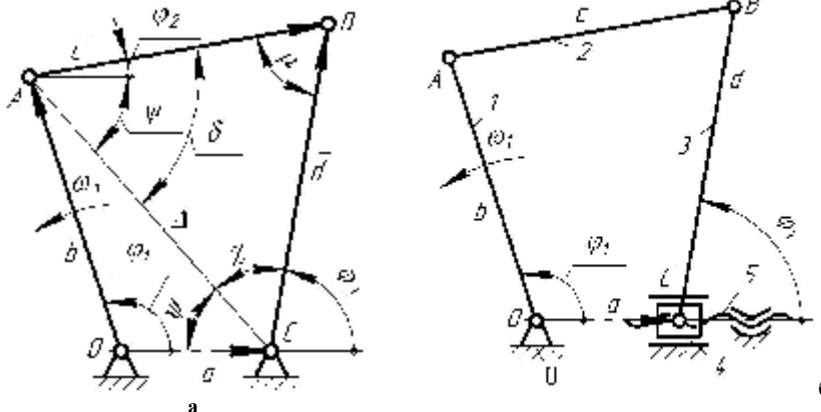


Рис.1. Двокривошипний шарнірний чотириланковий механізм:
а) $a = \text{const}$; б) $a \neq \text{const}$

випадку регулювання можна здійснювати навіть під час руху механізму, такі механізми легко вписуються в системи автоматичного керування машин. Це дозволяє, як і в кулісних механізмах [1], розширити конструктивні та функціональні можливості вказаних механізмів і створити прості за конструкцією передаточні механізми обертового руху, які забезпечують регулювання амплітуди коливання вихідної ланки 3 однаковими

напрямами обертання вхідної і вихідної ланок.

На рис. 1, б зображено кінематичну схему двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму з регульованою міжосьовою відстанню $OC=a$, що дозволяє змінювати амплітуду коливання кутової швидкості вихідної ланки. Вказані механізми складаються із стояка O , кривошипа 1 , шатуна 2 , коромисла 3 , яке стає при умові $a < b$ другим кривошипом, рухомої опори 4 , положення якої регулюється гвинтом 5 , що дозволяє змінювати міжосьову відстань a . При рівномірному обертанні кривошипа 1 ланка 3 обертається нерівномірно. Характеристиками такого руху є коефіцієнти нерівномірності руху δ та динамічності ϵ_d , які знаходяться за відомими формулами [3–4]:

$$\delta = \frac{\omega_{3\max} - \omega_{3\min}}{\omega_c}, \quad \epsilon_d = \frac{\epsilon_{3\max}}{\omega_c^2}, \quad (2)$$

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

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

$\epsilon_{3\max}$ – максимальне кутове прискорення ланки 3 .

Для визначення основних кінематичних параметрів механізму використаємо метод замкнених векторних контурів [3, 4]. Цей механізм можна зобразити у вигляді замкненого векторного контуру $OABC$ (рис. 1), для якого маємо таке векторне рівняння:

$$\vec{b} + \vec{c} = \vec{a} + \vec{d},$$

де $b = l_{OA}$, $c = l_{AB}$, $d = l_{BC}$, $a = l_{OC}$.

Спроектуємо одержаний векторний контур на координатні осі x і y та запишемо рівняння проєкцій на них:

$$b \cos \varphi_1 + c \cos \varphi_2 = a + d \cos \varphi_3; \quad b \sin \varphi_1 + c \sin \varphi_2 = d \sin \varphi_3, \quad (3)$$

де φ_1 — узагальнена координата (кут повороту кривошипа).

Значення кутів φ_2 і φ_3 можна одержати безпосередньо із рівнянь (3), проте у цьому випадку необхідно розв'язати квадратне рівняння, в якому іноді важко правильно вибрати його корені. Тому зручніший такий порядок розрахунку [4].

Проведемо допоміжну лінію AC , довжина якої $l_{AC} = \Delta$, і кут нахилу ψ визначаються із ΔOAC :

$$\Delta = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \varphi_1}; \quad \psi = \arcsin \frac{b \sin \varphi_1}{\Delta}. \quad (4)$$

Із ΔABC знайдемо кути:

$$\mu = \arccos \frac{c^2 + d^2 - \Delta^2}{2cd}, \quad \delta = \arccos \frac{c^2 + \Delta^2 - d^2}{2c\Delta}; \quad \chi = \pi - \mu - \delta. \quad (5)$$

Тоді

$$\varphi_2 = \delta - \psi; \quad \varphi_3 = \pi - \psi - \chi. \quad (6)$$

Диференціюючи рівняння (6) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержимо залежності для визначення аналогів кутових швидкостей шатуна 2 $\varphi'_2 = d\varphi_2/d\varphi_1$ та ланки 3 $\varphi'_3 = d\varphi_3/d\varphi_1$ при різних значеннях a .

Повторно диференціюючи рівняння (6) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержимо залежності для визначення аналогів кутових прискорень відповідних ланок: $\varphi''_2 = d\varphi'_2/d\varphi_1 = d\varphi_2/d\varphi_1^2$ та $\varphi''_3 = d\varphi'_3/d\varphi_1 = d\varphi_3/d\varphi_1^2$.

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

$$\omega_2 = \varphi'_2 \omega_1, \quad \omega_3 = \varphi'_3 \omega_1, \quad \epsilon_2 = \varphi''_2 \omega_1^2, \quad \epsilon_3 = \varphi''_3 \omega_1^2, \quad (8)$$

де ω_i – кутова швидкість відповідної ланки ($i=2$ або 3);

ϵ_i – їх кутові прискорення.

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 на характер зміни основних кінематичних параметрів руху вихідної ланки, зокрема на величину її коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності.

На рис. 2 – 4 наведені основні кінематичні діаграми ланки 3 залежно від положення кривошипа 1 при різних значень міжосьової відстані a і $b=c=d=1$. Аналогічні діаграми можна побудувати при інших значеннях c, d .

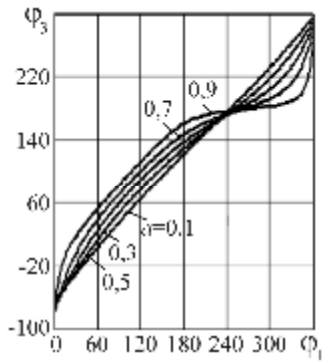


Рис. 2. Діаграми кутових переміщень ланки 3

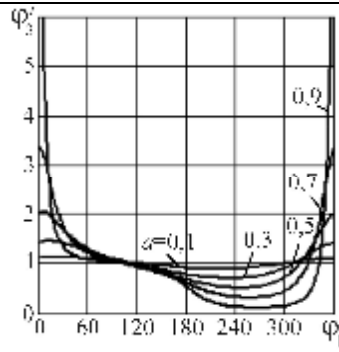


Рис. 3. Діаграми аналогів кутових швидкостей ланки 3

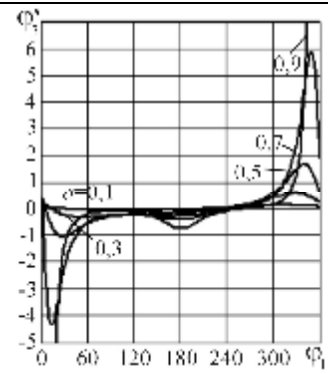


Рис. 4. Діаграми аналогів кутових прискорень ланки 3

Кут між напрямком абсолютної швидкості v_B точки B і напрямком відносної швидкості v_{BA} називають **кутом передачі** ($\mu = \angle ABC$). Щоб механізм не заклинювало, кут передачі має задовольняти умову $\mu_{\min} \leq \mu \leq \mu_{\max}$. Значення кутів μ_{\min} і μ_{\max} залежать від якості виготовлення механізму, умов тертя. Якщо відсутні такі дані, можна рекомендувати $\mu_{\min} = 30^\circ$, $\mu_{\max} = 180^\circ - \mu_{\min}$. Досліджуючи механізми, треба зважати на величину кутів передачі. На рис. 5 наведено приклад діаграм кутів передачі при різних значеннях міжосьової відстані та $b=c=d=1$, з яких видно, що при $a > 0,5$ кути передачі $\mu < 30^\circ$, тобто такі механізми можуть заклинювати.

На рис. 6 наведено діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху δ та динамічності ϵ_d залежно від міжосьової відстані a . За допомогою цих діаграм, знаючи потрібні значення δ чи ϵ_d , можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані a або навпаки, знаючи величину міжосьової відстані a , можна знайти відповідне значення δ чи ϵ_d .

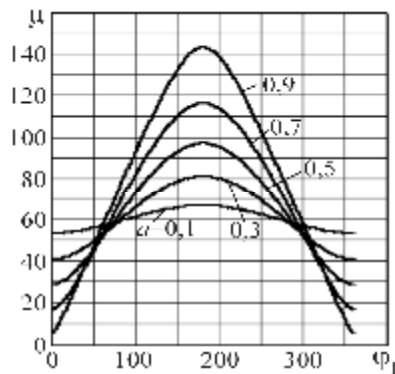


Рис. 5. Діаграми кутів передачі

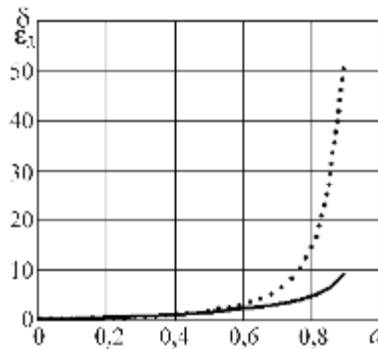


Рис. 6. Діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності ланки 3



Рис. 7. До визначення реакцій в кінематичних парах механізму: а) розрахункова схема; б) структурна група 2 – 3; в) план сил групи 2 – 3; г) механізм I класу

Важливою характеристикою роботи будь-якого механізму є коефіцієнт корисної дії, який можна визначити за формулою [3. 4]:

$$\eta = P_{\text{ко}} / P_{\text{р}}, \quad (9)$$

де $P_{\text{ко}}, P_{\text{р}}$ – відповідно потужність сил корисного опору і рушійних сил.

Нехай до ланки 3 (рис. 7, а) буде прикладений момент сил корисного опору M_3 (приймаємо $M_3=1$ Н·м), тоді

$$P_{\text{ко}} = M_3 \omega_3. \quad (10)$$

При усталеному русі потужність рушійних сил дорівнює сумі потужностей сил корисного та шкідливого опорів, тобто

$$P_{\text{р}} = P_{\text{ко}} + P_{\text{шо}}. \quad (11)$$

Для визначення потужності сил шкідливого опору необхідно визначити, перш за все, реакції в кінематичних парах. На рис. 7, а наведена розрахункова схема механізму. Для визначення реакцій в кінематичних парах спочатку розглянемо рівновагу структурної групи 2 – 3 (рис. 7, б). Рівняння рівноваги для цієї групи має вигляд:

$$\bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^t + \bar{R}_{30}^t + \bar{R}_{30}^n = 0. \quad (12)$$

В цьому рівнянні маємо чотири невідомі. Для побудови плану сил необхідно скласти ще два додаткові рівняння моментів відносно точки B відповідно для ланок 2 і 3:

$$\Sigma M_{B(2)} = R_{21}^t c = 0; \quad \Sigma M_{B(3)} = R_{30}^t d - M_3 = 0. \quad (13)$$

Звідси одержуємо:

$$R_{21}^t = 0; \quad R_{30}^t = \frac{M_3}{d}. \quad (14)$$

На підставі рівняння (12) будуємо план сил для цієї структурної групи (рис. 7, в), з якого визначаємо реакції:

$$R_{21} = \left| \frac{R_{30}^t}{\sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \right|; \quad R_{30} = R_{21}; \quad R_{23} = R_{21}. \quad (15)$$

Величину реакції в шарнірі O та зведеного моменту сил знаходимо з умови рівноваги кривошипа I (рис. 7, г), з якої видно, що $R_{10} = R_{21}$, а $M_{\text{зв}} = R_{21} h_1 = M_3 \varphi_3'$ (рис. 8), де $h_1 = b \cos(\varphi_1 + \frac{\pi}{2} - \varphi_2)$. Тоді, при такому навантаженні ланок механізму, можна прийняти, що $R_{10} = R_{21} = R_{23} = R_{30} = R$ (рис. 9), а тому потужність сил шкідливого опору визначається за формулою:

$$P_{\text{шо}} = R f' r (\omega_1 + |\omega_1 + \omega_2| + |\omega_2 - \omega_3| + \omega_3), \quad (16)$$

де (приймаємо) $f' = 1,27 f$ – коефіцієнт тертя в обертовій парі ($f=0,1$ – коефіцієнт тертя в поступальній парі) [3];

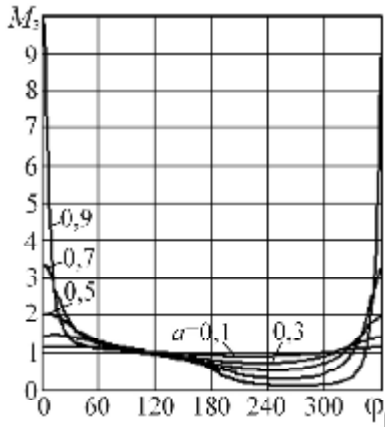


Рис. 8. Діаграми зміни зведеного моменту сил

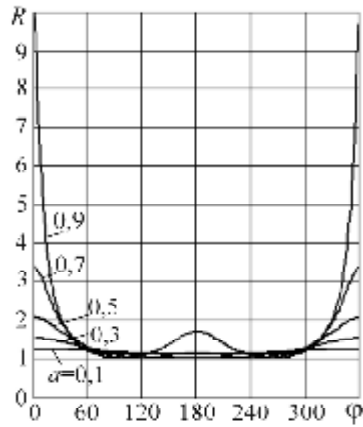


Рис. 9. Діаграми зміни реакцій в кінематичних парах механізму

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{\int_0^{2\pi} \eta d\varphi_1}{2\pi}. \quad (17)$$

Аналіз діаграм, наведених на рис. 2–6, 8–10, показує, що збільшення міжосьової відстані дозволяє збільшити коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності, але при цьому зменшуються коефіцієнти корисної дії в результаті збільшення реакцій в кінематичних парах, зведеного моменту сил, погіршення кутів передачі, які вже при значеннях $a > 0,5b$ менші допустимих значень ($\mu_{\text{min}} = 30^\circ$).

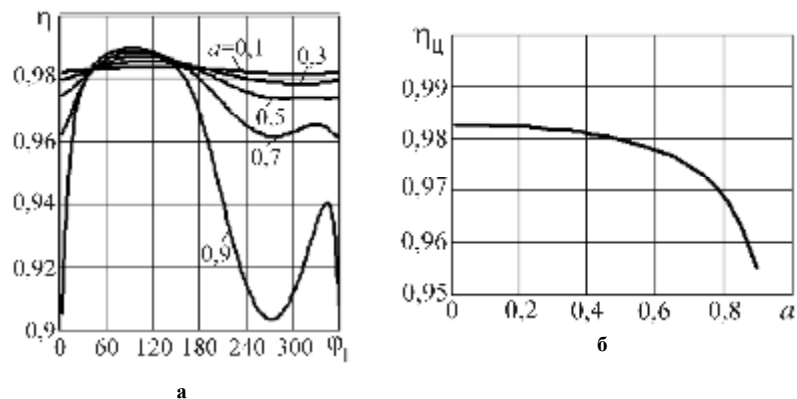


Рис. 10. Діаграми зміни миттєвого (а) і циклового (б) коефіцієнтів корисної дії механізму залежно від міжосьової відстані

Висновок. На основі вказаного в роботі алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad, яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики та кінетостатики двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму і встановити вплив величини міжосьової відстані на характер зміни основних параметрів руху вихідної ланки, зокрема на величину коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності, реакцій в кінематичних парах і зведеного моменту сил, а також миттєвого та циклового коефіцієнтів корисної дії механізму. Побудовано діаграми зміни їх величин, за допомогою яких, знаючи потрібні їх значення, можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані або, навпаки, знаючи величину міжосьової відстані, можна знайти відповідні значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності, миттєвого та циклового коефіцієнтів корисної дії. Аналіз наведених діаграм показує, що збільшення міжосьової відстані дозволяє збільшити коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності, але при цьому зменшуються коефіцієнти корисної дії в результаті збільшення реакцій в кінематичних парах, зведеного моменту сил, погіршення кутів передачі, які вже при значення $a > 0,5b$ менші допустимих значень. Використання наведених даних 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. Кіницький Я. Т. Аналіз і синтез двокривошипного кулісного механізму з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки / Я. Т. Кіницький, О.В. Головка, М.В. Марченко // Хмельницький: Вісник ХНУ. – 2013. – №2. – С. 18–22.
2. Кожевников С.Н. Механизмы. Справочник / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин. – М. : Машиностроение, 1976. – 784 с.
3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
4. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
5. Mathcad 2000: учебный курс / В. Дьяконов. – СПб : Питер, 2001. – 592 с.

References

1. Kinytskyi YA.T. Analysis and synthesis of two-cranked rocker mechanism with adjustable angular velocity amplitude of output link / YA.T. Kinytskyi, O.V. Holovko, M.V. Marchenko // Khmelnytskyi: Visnyk KhNU. – 2013. – №2. – P. 18–22.
2. Kozhevnikov S.N. Mechanisms. Handbook / S.N. Kozhevnikov, J.I. Esipenko, J.M. Raskin. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. – 784 p.
3. Artobolevsky I. Theory of mechanisms and machines / I. Artobolevsky. – Moscow: Nauka, 1988. – 640 p.
4. Kinytskyi J.T. Theory of mechanisms and machines / J.T. Kinytskyi. – Kyiv: Naukova Dumka, 2002. – 660 p.
5. Dyakonov V. Mathcad 2000: training course / V. Dyakonov. – St.P: 2001. – 592 p.

Рецензія/Peer review : 4.5.2013 р. Надрукована/Printed :16.6.2013 р.
Рецензент: