

НАБЛИЖЕНИЙ АНАЛІТИЧНИЙ СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ШЕСТИЛАНКОВИХ ВАЖІЛЬНИХ ПЕРЕДАТОЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

В роботі розглядається методика наближеного аналітичного силового розрахунку шестиланкових важільних передаточних механізмів, що побудовані на основі кривошипно-повзунного механізму з використанням шатунної кривої. Розроблено алгоритм і програму розрахунку реакцій в кінематичних парах, миттєвого та циклового коефіцієнта корисної дії механізму. Одержані результати таких досліджень дозволяють здійснити попередню розробку конструкції механізму, обчислити маси і моменти інерції ланок, сили інерції та їх моменти, що діють на ланки механізму, та виконати більш точний силовий розрахунок механізму.

Ключові слова: важільні передаточні механізми, реакції в кінематичних парах, коефіцієнт корисної дії механізму.

YA.T. KINYTSKYI, O.V. HOLOVKO

Khmelnytskyi National University

THE APPROXIMATE ANALYTICAL FORCE CALCULATION OF SIX-LINK TRANSMISSION LINKAGE MECHANISMS

The article deals with the method of approximate analytical force calculation of six-link transmission linkage mechanisms which are based on the slider-crank mechanism by means of the coupler curve. The algorithm and the computer program of reaction forces calculation in kinematic pairs, instantaneous and average efficiency factor of mechanism are developed. The received results of the researches allow to perform preliminary development of the mechanisms' design, calculate masses and moments of inertia of links, inertia forces and moments which are acted on mechanisms' links, and to perform more precise force calculation of the mechanism.

Keywords: linkage transmission mechanisms, reactions in kinematic pairs, instantaneous and average efficiency factor of mechanism.

Як відомо [1–2], процес проектування нових механізмів складається з наступних етапів:

1. Вибір структурної схеми механізму, який визначається характером руху вихідної ланки (виконавчого органу);
2. Проектування кінематичної схеми механізму, тобто знаходження його основних параметрів, які забезпечують необхідні кінематичні та динамічні характеристики руху вихідної ланки;
3. Кінематичне дослідження механізму, яке дозволяє визначити переміщення, швидкості та прискорення ланок механізму, значення яких необхідні для подальших розрахунків;
4. Наближений силовий розрахунок механізму, який дозволяє знайти у першому наближенні сили, що діють на ланки механізму, враховуючи лише силове навантаження на вихідну ланку;
5. Попередня розробка конструкції механізму та знаходження мас і моментів інерції ланок, сил інерції та їх моментів, що діють на ланки механізму;
6. Повний силовий розрахунок механізму, який враховує всі сили, що діють на ланки механізму, в тому числі сили тертя в кінематичних парах;
7. Уточнений розрахунок на міцність, жорсткість та інші вимоги до ланок механізму і уточнення конструкції механізму. Пункти 6 і 7 повторяють доти, доки кінцеві результати мало відрізняються від попередніх.

Проектування механізму закінчується експериментальними та виробничими випробуваннями.

В цій роботі розглядається наближений силовий розрахунок шестиланкових важільних передаточних механізмів, що побудовані на основі кривошипно-повзунного механізму з використанням шатунної кривої точки C (рис. 1), кінематичний синтез і аналіз якого наведені в роботах [3, 4]. Механізм складається з кривошипа OA , шатуна AB , повзунів B і C , куліси C_5D , яка здійснює обертовий рух навколо точки D . Для прикладу вибрані такі геометричні параметри механізму: довжина кривошипа OA $r=0,1$ м,

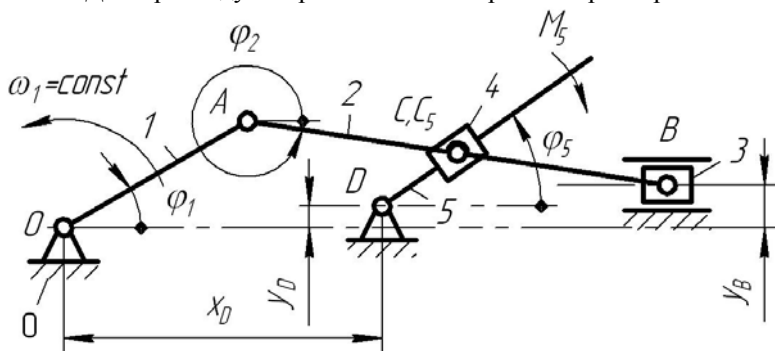


Рис. 1. Кінематична схема механізму

шатуна AB $l=0,2$ м, відрізки – $l_{AC}=0,1$ м; координати точок B і D – $y_B=0,02$ м, $y_D=0,01$ м, $x_D=0,15$ м; кутова швидкість кривошипа OA $\omega_1=1$ с⁻¹; зведений до вихідної ланки момент інерції ведених мас $J_5=0,1$ кг·м².

При силовому розрахунку механізм розбивають на структурні групи. У нашому випадку, механізм складається з

механізму 1-го класу (стояк 0 і кривошип 1), групи 2-го класу 2-го порядку 2-го виду (шатун 2 і повзун 3) та групи 2-го класу 2-го порядку 3-го виду (повзун 4 та куліса 5) [1, 2]. Розрахунок починаємо з останньої структурної групи (4-5).

Силовий розрахунок групи 4-5. До ланок групи прикладаємо всі зовнішні сили (рис. 2), а дію основного механізму замінюємо реакціями R_{42} , яка прикладена в точці C_5 і збігається з точкою C та належить ланці 5, і R_{50} (дія стояка на кулісу). У нашому випадку на ланки групи діє лише одна зовнішня сила, а точніше момент сил інерції вихідної ланки 5 M_5 , що є функцією кута повороту кривошипа 1 і визначається за формулою

$$M_5 = -J_5 \varepsilon_5, \quad (1)$$

де J_5 – зведений до вихідної ланки 5 момент інерції ведених мас; ε_5 – кутове прискорення ланки 5 [3].

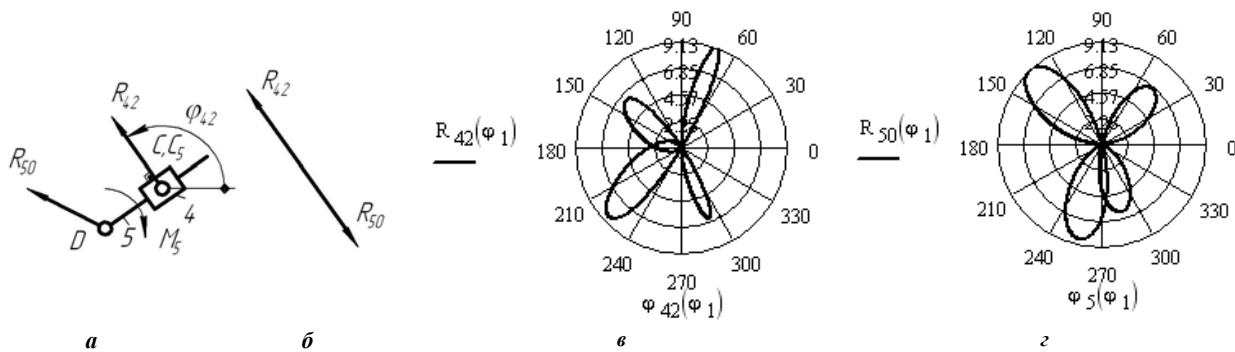


Рис. 2. Силовий розрахунок групи 4-5: а) розрахункова схема; б) план сил; в) годограф реакції R_{42} ; годограф реакції R_{50}

Умова рівноваги для цієї групи має вигляд:

$$\bar{R}_{42} + \bar{R}_{50} = 0, \quad (2)$$

звідки маємо, що $\bar{R}_{50} = -\bar{R}_{42}$.

Реакцію R_{42} визначаємо з рівняння рівноваги групи відносно точки D :

$$\Sigma M_D = R_{42} \cdot l_{CD} - M_5 = 0.$$

Тоді

$$R_{42} = M_5 / l_{CD}, \quad (3)$$

де (рис. 1) $x_C = r \cos \varphi_1 + l_{AC} \cos \varphi_2$, $y_C = r \sin \varphi_1 + l_{AC} \sin \varphi_2$.

Кут нахилу реакції \bar{R}_{42} визначається кутом $\varphi_{42} = \varphi_5 - \pi/2$.

Силовий розрахунок групи 2-3. До ланок групи прикладаємо всі зовнішні сили (рис. 3, а), а дію основного механізму замінюємо реакціями \bar{R}_{21} , яка прикладена в точці A (дія кривошипа 1 на шатун 2), та \bar{R}_{30} (дія стояка 0 на повзун 3). У нашому випадку на ланки групи діє лише одна зовнішня сила – реакція $\bar{R}_{24} = -\bar{R}_{42}$.

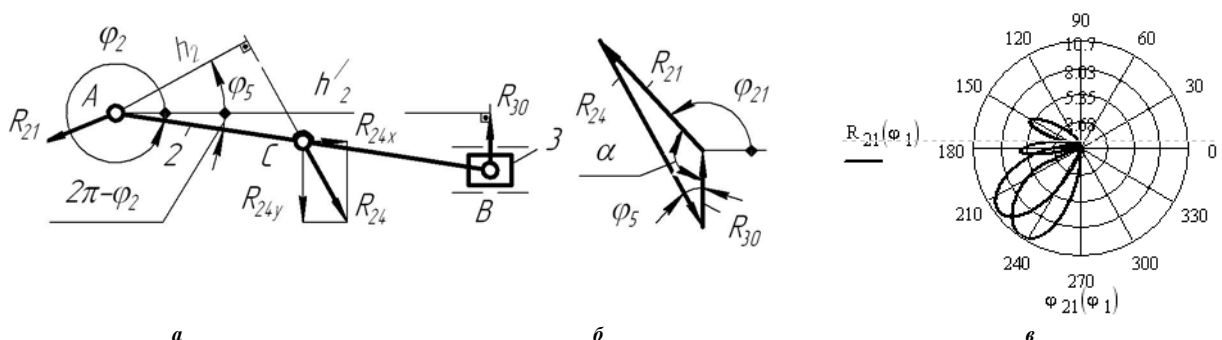


Рис. 3. Силовий розрахунок групи 2-3: а) розрахункова схема; б) план сил; в) годограф реакції R_{21}

Умова рівноваги для цієї групи має вигляд:

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{24} + \bar{R}_{30} = 0. \quad (4)$$

Для побудови плану сил в рівнянні (4) повинно залишатися лише дві невідомі величини, а тут є три:

величина та напрямок реакції \bar{R}_{21} та напрямок реакції \bar{R}_{30} , величину якої визначаємо, склавши рівняння рівноваги для групи відносно точки A :

$$\Sigma M_A = -R_{24} \cdot h_2 + R_{30} \cdot h'_2 = 0,$$

де $h_2 = l_{AC} \cos(\varphi_5 + 2\pi - \varphi_2)$, $h'_2 = l_{AB} \cos(2\pi - \varphi_2)$.

Тоді

$$R_{30} = R_{24} h_2 / h'_2 \quad (5)$$

На підставі рівняння (4) на рис. 3, б побудовано план сил для цієї групи, з якого маємо:

$$R_{21} = \sqrt{R_{24x}^2 + (R_{24y} - R_{30})^2}, \quad (6)$$

де $R_{24x} = |R_{24}| \sin \varphi_5$, $R_{24y} = |R_{24}| \cos \varphi_5$.

Напрямок вектора \bar{R}_{21} визначається кутом $\varphi_{21} = \frac{3}{2}\pi - \alpha$, де $\alpha = \arccos \frac{R_{21}^2 + R_{30}^2 - R_{24}^2}{2|R_{21}R_{30}|}$.

Силовий розрахунок механізму 1-го класу. У нашому випадку на кривошип 1 діє лише одна сила – реакція $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$ (рис 4). Дію стояка на кривошип замінюємо реакцією \bar{R}_{10} . Для рівноваги кривошипа до нього необхідно прикласти зрівноважувальну силу $\bar{F}_{зр}$, яку прикладемо в точці A перпендикулярно OA .

Тоді рівняння рівноваги для кривошипа має вигляд:

$$\bar{R}_{12} + \bar{F}_{зр} + \bar{R}_{10} = 0. \quad (7)$$

В цьому рівнянні маємо три невідомі параметри: величину зрівноважувальної сили $\bar{F}_{зр}$ та величину і напрямок реакції \bar{R}_{10} . Для знаходження величини зрівноважувальної сили складаємо рівняння рівноваги кривошипа відносно точки O :

$$\Sigma M_O = F_{зр} r - R_{12} h_1 = 0,$$

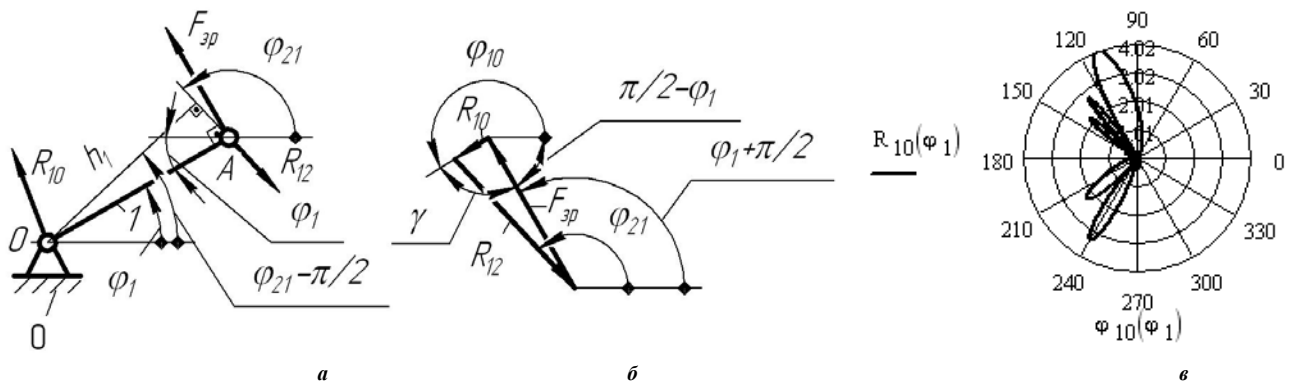


Рис. 4. Силовий розрахунок механізму 1-го класу: а) розрахункова схема; б) план сил; в) годограф реакції R_{10}

звідки

$$F_{зр} = R_{12} h_1 / r, \quad (8)$$

де

$$h_1 = r \cos(\varphi_{21} - \frac{\pi}{2} - \varphi_1).$$

Використовуючи рівняння (7), будемо план сил (рис. 4, б), з якого знаходимо:

$$R_{10} = \sqrt{R_{12}^2 + F_{зр}^2 - 2R_{12}F_{зр} \cos(\varphi_{21} - \varphi_1 - \pi/2)}. \quad (9)$$

Напрямок вектора \bar{R}_{10} визначається кутом $\varphi_{10} = \frac{3}{2}\pi - \gamma + \varphi_1$, де $\gamma = \arccos \frac{R_{10}^2 + F_{зр}^2 - R_{12}^2}{2|R_{10}F_{зр}|}$.

Визначення коефіцієнта корисної дії. Миттєвий коефіцієнт корисної дії знаходимо за формулою [1,2]

$$\eta_i = P_{oi} / P_{pi}, \quad (10)$$

де P_{oi} – потужність, яку необхідно затратити на перемагання сил опору в i -му положенні механізму;

P_{pi} – потужність рушійних сил, які приводять у рух механізм у цьому ж положенні механізму.

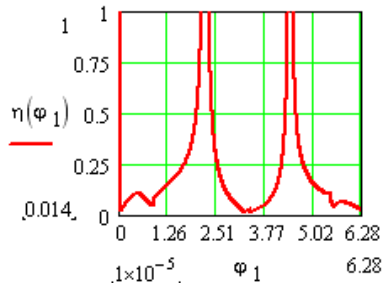


Рис. 5. Діаграма миттєвого коефіцієнта корисної дії механізму

тертя в кінематичних парах. Наші обчислення проведені при наступних значеннях: $f = 0,1$; $r_O = r_A = \dots = r_D = 0.005$ м.

Цикловий коефіцієнт корисної дії знаходимо за формулою:

$$\eta = \frac{\sum \eta_i}{N}, \quad (13)$$

де N – кількість розрахункових положень механізму.

Висновок. На підставі викладеного алгоритму складена комп'ютерна програма в системі Mathcad [5] та проведені аналітичні розрахунки реакцій в кінематичних парах, побудовані їх діаграми або годографи (див. рис. 2 – 4), визначені миттєві коефіцієнти корисної дії (рис. 5) та їх середнє арифметичне значення (цикловий коефіцієнт корисної дії – при заданих параметрах механізму $\eta = 0,6$). Одержані результати таких досліджень дозволяють здійснити попередню розробку конструкції механізму, обчислити маси і моменти інерції ланок, сили інерції та їх моменти, що діють на ланки механізму, та виконати більш точний силовий розрахунок механізму.

Література

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кіницький Я.Т. Використання шатунних кривих для проектування двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки / Я.Т. Кіницький, О.В. Головка, М.В. Марченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 3. – С. 19–21.
4. Пат. № 98746 України, МПК кл. F16H 25/00. Спосіб використання шатунних кривих для проектування двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки / Я. Т. Кіницький, О.В. Головка ; заявник і патентовласник Хмельницький національний університет. – № u 2014 11129 ; заявл. 13.10.2014 ; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9. – 6 с. : іл.
5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad : навч. посібник / Я.Т. Кіницький, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. – Хмельницький : ХНУ, 2014. – 295 с.

Рецензія/Peer review : 24.11.2016 р.

Надрукована/Printed : 12.12.2016 р.

Стаття рецензована редакційною колегією