

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

$$M_5 = -J_5 \varepsilon_5, \tag{1}$$

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

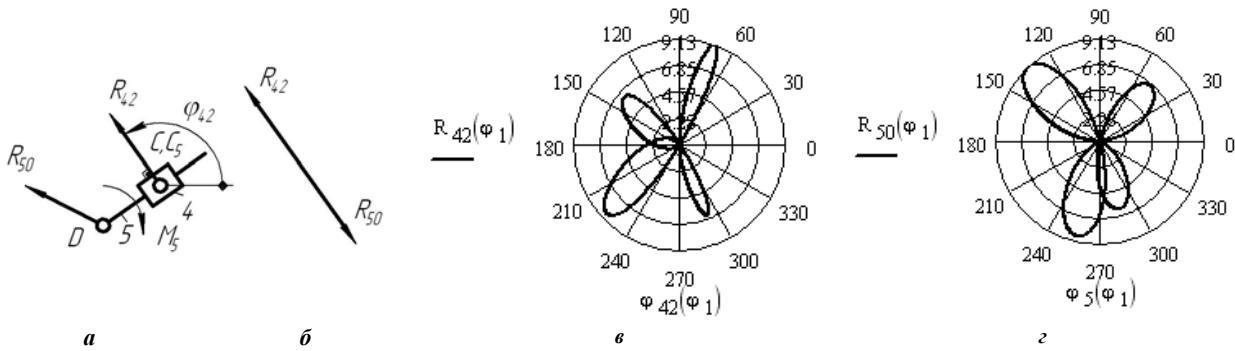


Рис. 2. Силовий розрахунок групи 4-5:
а) розрахункова схема; б) план сил; в) годограф реакції R_{42} ; г) годограф реакції R_{50}

Умова рівноваги для цієї групи має вигляд:

$$\bar{R}_{42} + \bar{R}_{50} = 0, \tag{2}$$

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

$$R_{42} = M_5 / l_{CD}, \tag{3}$$

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 $\bar{R}_{24} = -\bar{R}_{42}$.

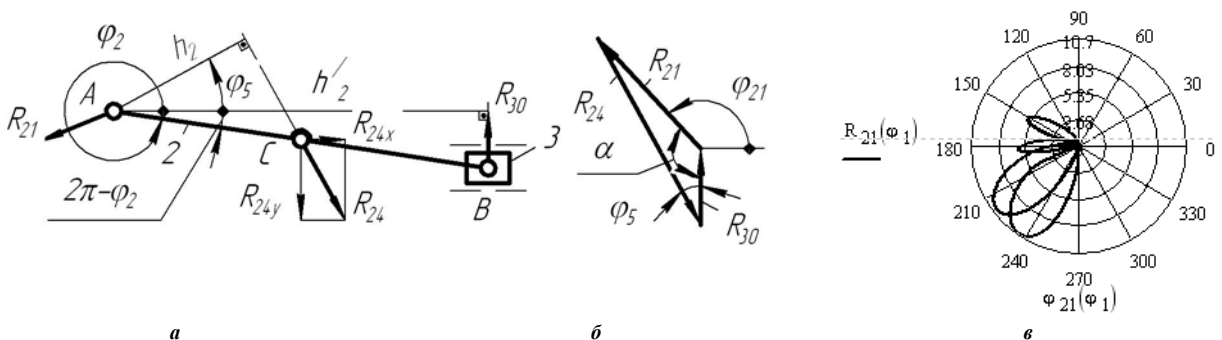


Рис. 3. Силовий розрахунок групи 2-3: а) розрахункова схема; б) план сил; в) годограф реакції R_{21}

Умова рівноваги для цієї групи має вигляд:

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{24} + \bar{R}_{30} = 0. \tag{4}$$

Для побудови плану сил в рівнянні (4) повинно залишитися 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 $\alpha = \arccos \frac{R_{21}^2 + R_{30}^2 - R_{24}^2}{2|R_{21}R_{30}|}$.

Сильовий 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 :

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

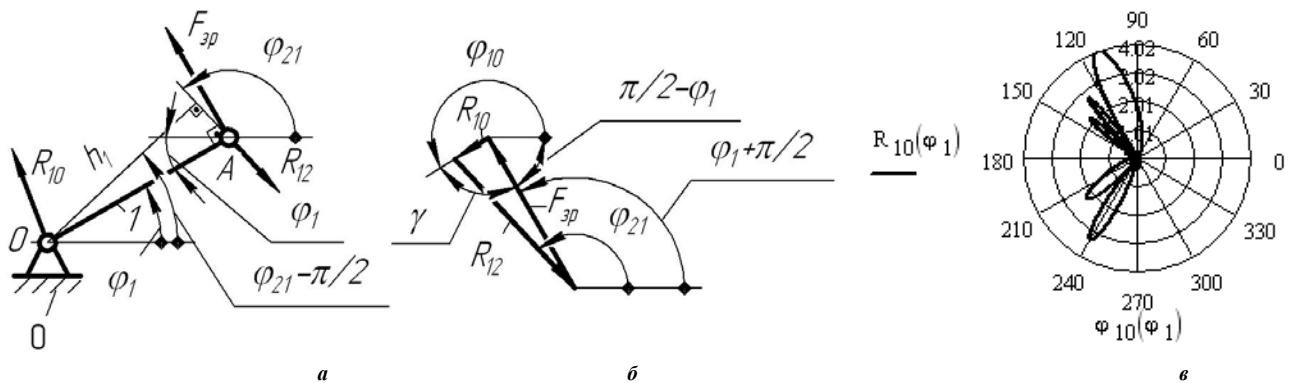


Рис. 4. Сильовий розрахунок механізму 1-го класу: а) розрахункова схема; б) план сил; в) годограф реакції R_{10}

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.

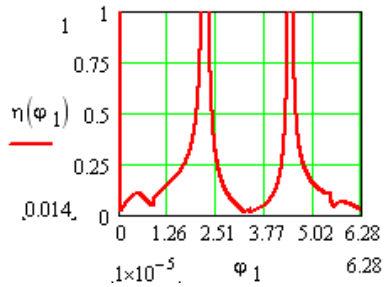


Рис. 5. Діаграма миттєвого коефіцієнта корисної дії механізму

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:

$$\eta = \frac{\sum \eta_i}{N}, \tag{13}$$

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