

УДК 531.1

## ГРАФОАНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНОГО ЧОТИРЬОХ ЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Добров І.В., д-р. техн. наук,  
[igordobrov@yahoo.com](mailto:igordobrov@yahoo.com), ORCID: 0000-0001-7582-1733

Павленко О.М., канд. техн. наук,  
[alexander8944@gmail.com](mailto:alexander8944@gmail.com), ORCID: 0000-0002-8646-2622

Кривда О.В., аспірант<sup>\*</sup>  
[alexander.kryvda@swyft.com](mailto:alexander.kryvda@swyft.com)

Кривда В.В., аспірант<sup>\*</sup>  
[Gelios.pls@gmail.com](mailto:Gelios.pls@gmail.com)

Мелітопольський державний педагогічний університет  
імені Богдана Хмельницького (м. Запоріжжя, Україна)

*Метою роботи є розробка алгоритму та визначення необхідних формул для розрахунку кінематичних параметрів шарнірного чотирьох ланкового стрижневого механізму з використанням графоаналітичного методу визначення поточних положень ланок механізму та стандартних розрахункових програм ПМК при спрощенні самого методу розрахунку та отримання необхідних і якісних результатів досліджень. Результати досліджень. Розроблено новий метод розрахунку кінематичних параметрів шарнірного чотирьох ланкового стрижневого механізму з використанням графоаналітичного методу аналізу кінематичної схеми механізму в поточному положенні її ланок та одержанні розрахункових формул для використання стандартної прикладної програми MathCAD щодо визначення кінематичних параметрів шарнірного чотирьох стрижневого механізму. Наукову новизну досліджень визначає новий метод розрахунку кінематичних параметрів*

*ланок механізму на основі визначення проекцій окружних лінійних швидкостей кривошипу та шатуну на осі Декартові системи координат, які не впливають безпосереднє на зміну положень ланок механізму при зміні положення ведучої ланки – кривошипу відносно нерухомої осі, а дозволяють лише визначити лінійну швидкість центру мас шатуну в залежності від місця розташування центру мас на шатуні. В свою чергу величини і напрямки кутових швидкостей і прискорень усіх ланок механізму безпосередньо визначають кутові функції обертання цих ланок в залежності від кута повороту ведучої ланки. Достовірність отриманих результатів досліджень. Виконані розрахунки кінематичних параметрів на основі отриманих в роботі формул з використанням стандартної*

---

<sup>\*</sup> Науковий керівник – докт. техн. наук, професор Добров І.В.

прикладної програми MathCAD повністю збігаються з визначенням тих самих параметрів для аналогічного шарнірного чотирьох ланкового стрижневого механізму, отриманих традиційним графічним методом побудови планів механізму, плану швидкостей та плану прискорень. Практична значимість отриманих результатів. Розроблений графоаналітичний метод спрощує визначення і аналіз кінематичних параметрів шарнірних чотирьох ланкових стрижневих механізмів при зміні лінійних розмірів їх ланок, що створює основу для подальшого розвитку та удосконалення аналітичних методів кінетостатичного та динамічного розрахунку будь якого шарнірного чотирьох ланкового стрижневого механізму.

*Ключові слова:* кінематична схема стрижневий механізм; центр мас, геометричне моделювання, аналітичне моделювання; кінематичні параметри, проекції швидкості, проекція прискорення, кутова швидкість, кутове прискорення.

**Постановка проблеми.** Чотирьох ланкові стрижневі шарнірні механізми (ЧСМ) вважаються представниками одної із п'яти основних видів структурних груп плоских механізмів 2-класу 2-го порядку, які широко використовуються у складі будь яких сучасних машинах та створюють основу для структурного аналізу більш складних механізмів [1-4]. На разі мають місце широко відомі графічні і аналітичні методи досліджень кінематичних параметрів механізмів і машин, кожний з яких має свої переваги і недоліки, але у час комп'ютерних технологій об'єктивно все більш уваги приділяється удосконаленню кінематичних розрахунків у теорії механізмів і машин [5-8] з використанням сучасних розрахункових методів з урахуванням труднощів, які мали місце у попередніх базових аналітичних розрахунках ЧСМ [1-4]. В першу чергу це стосується того, що математичні рівняння для визначення кінематичних розрахунків у своєму складі мають велику кількість тригонометричних рівнянь, а також містять визначення квадратних коренів, що утворює проблему визначати з великої кількості можливих теоретичних рішень те єдине рішення, що дійсно відповідає умовам вирішення реальної задачі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Ці проблеми мають місце і при використанні сучасної обчислюваної техніки на основі широкого застосування ПМК та універсальних прикладних програм MathLAB, MathCAD та інших програм, незважаючи на те, що розроблені програми, які враховують у загальному вигляді специфіку вирішення тригонометричних рівнянь для ЧСМ [6-9], але до кінцевих, практичних результатів розрахунку кінематичних параметрів вони не доведені, так як в повній мірі не враховують особливостей кінематичних розрахунків ЧСМ у порівнянні з кінематичними параметрами інших базових структурних груп плоских стрижневих шарнірних механізмів [6,8,9].

**Формулювання цілей статті.** Метою статті є удосконалення

графоаналітичного методу та розробка алгоритму розрахунку кінематичних параметрів шарнірного чотирьох ланкових стрижневого механізму для прикладної програми Mathcad при спрощенні самого методу розрахунку та отримання необхідних і достатніх якісних результатів досліджень щодо подальшого визначення енергосилових параметрів роботи механізмів цього класу.

**Основна частина.** Для вирішення поставленої задачі розглянемо визначення кінематичних параметрів ЧСМ відповідно до виконання наступних умов досліджень:

1. Аналіз і визначення розташування ланок механізму у заданому просторі в будь який момент роботи механізму у складі робочої машини;

2. Аналіз і визначення швидкості руху ланок механізму, особливо їх центру мас, для забезпечення потрібної продуктивності машини та визначення необхідної потужності приводу машини;

3. Аналіз і визначення прискорень центрів мас ланок механізму для розрахунку як самих ланок, так і механізму на міцність, врівноваження механізму та визначення потужності приводу робочої машини, у якій застосовуються ЧСМ.

Необхідно враховувати, що складність аналітичних досліджень зростає при вирішенні кожної з вище перерахованих задач. Тому доцільно при остаточно прийнятому алгоритмі вирішення задачі кінематики ЧСМ мати розумне співвідношення складності розрахунку і погребної точності отриманих результатів.

### *§1. Визначення поточних положень ланок механізму.*

Положення (рис. 1) веденої ланки ЧСМ - коромисла АВ довжиною  $l_{CB} = l_3 = R$  у системі координат  $XOY$  визначає [1-4] кут

$$\varphi_3(\alpha_1) = \varphi'(\alpha_1) + \varphi''(\alpha_2), \quad (1.1)$$

який у поточній момент часу  $t$  обертається з кутовою швидкістю  $\omega_1$  ведучої ланки кривошипу ОА, довжиною  $l_{OA} = l_1 = r$ , визначає кут  $\alpha_1 = \omega_1 t$ .

З прямокутника  $AA'C$  отримаємо:

$$\operatorname{tg}(\varphi'_3) = \frac{AA'}{A'C} = \frac{AA'}{A'O + OC} = \frac{y_A}{-x_A + L} = \frac{r \sin(\alpha_1)}{r \cos(\alpha_1) + L}, \quad (1.2)$$

де  $x_A = -r \cos(\alpha_1)$  і  $y_A = r \sin(\alpha_1)$  - координати точки  $A(x_A, y_A)$  у системі координат  $XOY$ ;  $L$  - відстань між нерухомими осями обертання кривошипу та коромисла (точками  $O(x_O = y_O = 0)$  та  $C(x_C = L, y_C = 0)$ ).

З (1.2) випливає:

$$\varphi'_3(\alpha_1) = \operatorname{arctg} \left[ \frac{r \sin(\alpha_1)}{-r \cos(\alpha_1) + L} \right]. \quad (1.3)$$

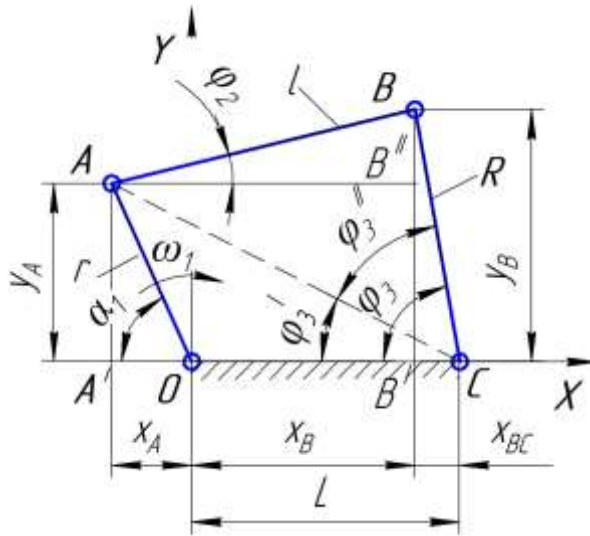


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення поточних положень ланок механізму

З косокутного трикутника  $ACB$  отримуємо:

$$AC^2 + CB^2 - 2AC \cdot CB \cdot \cos(\varphi_3'') = AB^2. \quad (1.4)$$

Звідки випливає:

$$\cos(\varphi_3'') = \frac{AC^2 + CB^2 - AB^2}{2AC \cdot CB} = \frac{l_{AC}^2 + R^2 - l^2}{2l_{AC}R}, \quad (1.5)$$

де  $l_{AB} = l_2 = l$  - довжина шатуну  $AB$ ;  $l_{AC} = L$  - відстань між точками  $A$  і  $C$  на плані механізму.

З (1.5) отримаємо:

$$\varphi_3''(\alpha_1) = \arccos \left[ \frac{l_{AC}^2 + R^2 - l^2}{2l_{AC}R} \right]. \quad (1.6)$$

У свою чергу з прямокутника  $AA'C$  випливає:

$$AC = \frac{A'C}{\cos(\varphi_3')} = \frac{-x_A + L}{\cos(\varphi_3')} = \frac{r \cos(\alpha_1) + L}{\cos(\varphi_3')} = l_{AC}. \quad (1.7)$$

З (1.6) та (1.7) отримуємо:

$$\varphi_3''(\alpha_1) = \arccos \left[ \frac{\left( \frac{r \cos(\alpha_1) + L}{\cos(\varphi_3')} \right)^2 + R^2 - l^2}{2R \left( \frac{r \cos(\alpha_1) + L}{\cos(\varphi_3')} \right)} \right]. \quad (1.8)$$

З (1.1), (1.3) та (1.8) випливає:

$$\varphi_3(\alpha_1) = \arctg \left[ \frac{r \sin(\alpha_1)}{-r \cos(\alpha_1) + L} \right] + \arccos \left[ \frac{\left( \frac{r \cos(\alpha_1) + L}{\cos(\varphi_3')} \right)^2 + R^2 - l^2}{2R \left( \frac{r \cos(\alpha_1) + L}{\cos(\varphi_3')} \right)} \right]. \quad (1.9)$$

При цьому поточні координати точок  $A(x_A, y_A)$  і  $B(x_B, y_B)$  та поточний кут  $\varphi_2(\alpha)$  похилу шатуну  $AB$  до осі  $OX$  системі координат  $XOY$  визначаємо рівняннями:

$$x_A(\alpha_1) = -r \cos(\alpha_1); \quad (1.10)$$

$$y_A(\alpha_1) = r \sin(\alpha_1); \quad (1.11)$$

$$x_B(\alpha_1) = L - R \cos(\varphi_3) = L - R \cos(\varphi_3); \quad (1.12)$$

$$y_B(\alpha_1) = R \sin(\varphi_3); \quad (1.13)$$

$$\varphi_2(\alpha_1) = \arctg \left( \frac{BB''}{AB''} \right) = \arctg \left( \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right) = \arctg \left( \frac{R \sin(\varphi_3) - r \sin(\alpha_1)}{x_B + r \cos(\alpha_1)} \right), \quad (1.14)$$

де кут  $\varphi_2(\alpha_1)$  – визначається з прямокутника  $AB''B$ .

§2. Визначення поточних швидкостей точок ланок механізму та кутових швидкостей ланок механізму.

Окружні лінійні швидкості  $v_A$  і  $v_B$  точок  $A(x_A, y_A)$  кривошипу  $r$  щодо точки  $O(x_O = 0, y_O = 0)$  і точки  $B(x_B, y_B)$  коромисла  $R$  щодо точки  $C(x_C = L, y_C = 0)$ , де кожна з  $v_A$  і  $v_B$  спрямовані перпендикулярно (кут  $0,5\pi$  зафарбовано жовтим кольором на рис. 2) поточним положенням кривошипу  $r$  і коромисла  $R$  у напрямках кутових швидкостей ( $\omega_1 = \text{const}$ ) кривошипу  $r$  та ( $\omega_3 \neq \text{const}$ ) коромисла  $R$  і швидкості  $v_A$  і  $v_B$  визначаються за допомогою рівнянь:

$$v_A = \omega_1 r; \quad (2.1)$$

$$v_B = \omega_3 R, \quad (2.2)$$

де напрямок і величину кутової швидкості  $\omega_3$  з врахуванням (1.9) визначається як:

$$\omega_3 = \frac{d(\varphi_3)}{dt} = \frac{d(\varphi_3)}{d\alpha_1} \frac{d\alpha_1}{dt} = \omega_1 \frac{d(\varphi_3)}{d\alpha_1}. \quad (2.3)$$

При цьому, якщо  $\omega_3 > 0$ , то має місто обертання веденої ланки механізму - коромисла  $R$  у напрямку кутової швидкості  $\omega_1$  ведучої ланки - кривошипу  $r$ . При  $\omega_3 < 0$  напрямок обертання коромисла  $R$  спрямовано у бік, протилежний напрямку обертання кривошипу  $r$ , але зміна цих напрямків обертання коромисла  $R$  на протязі періоду обертання кривошипу  $r$  на кут  $0 \leq \alpha_1 \leq 2\pi$ , на поточне положення ланок механізму, які визначаються тільки залежністю  $\varphi_3(\alpha_1)$ , не змінюються.

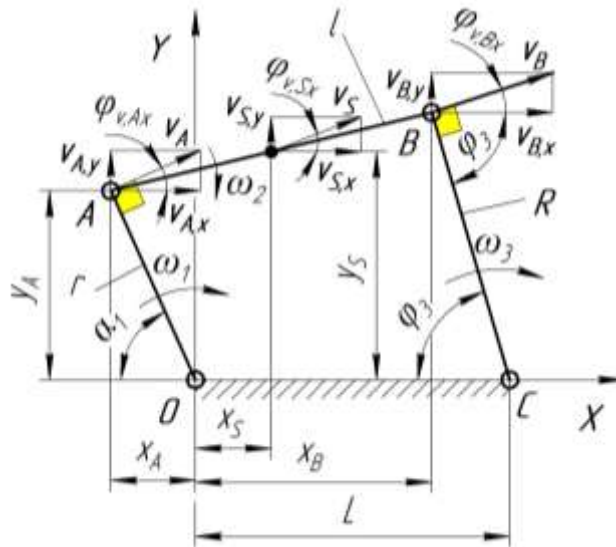


Рис. 2 Розрахункова схема для визначення поточних лінійних та кутових швидкостей ланок механізму

Ставлення до зміни кутової швидкості:

$$\omega_2 = \frac{d(\varphi_2)}{dt} = \frac{d(\varphi_2)}{d\alpha_1} \frac{d\alpha_1}{dt} = \omega_1 \frac{d(\varphi_2)}{d\alpha_1}, \quad (2.4)$$

що визначає кутову швидкість повороту шатуна  $l$  (рис. 2) щодо поточного положення миттєвого центру у вигляді точки  $A(x_A, y_A)$ , таке саме як і до зміни напрямку обертання коромисла  $R$  на протязі обертання кривошипу  $r$  на кут  $0 \leq \alpha_1 \leq 2\pi$ .

Проекції  $v_{A,x}$ ,  $v_{A,y}$  і  $v_{B,x}$ ,  $v_{B,y}$  лінійних швидкостей  $v_A$  і  $v_B$  точок  $A(x_A, y_A)$  і  $B(x_B, y_B)$  у системі координат  $XOY$  з урахуванням (2.3), (2.4) визначають рівняння [10]:

$$v_{A,x} = v_A \cos(\varphi_{v,Ax}) = v_A \cos(0,5\pi - \alpha_1); \quad (2.5)$$

$$v_{A,y} = v_A \sin(\varphi_{v,Ax}) = v_A \sin(0,5\pi - \alpha_1); \quad (2.6)$$

$$v_{B,x} = v_B \cos(\varphi_{v,Bx}) = v_B \cos(0,5\pi - \varphi_3); \quad (2.7)$$

$$v_{B,y} = v_B \sin(\varphi_{v,Bx}) = v_B \sin(0,5\pi - \varphi_3), \quad (2.8)$$

де -  $\varphi_{v,Ax} = 0,5\pi - \alpha_1$  і  $\varphi_{v,Bx} = 0,5\pi - \varphi_3$  відповідно кути, які визначають напрямки швидкостей  $v_A$  і  $v_B$  відносно осі  $OX$  системи координат  $XOY$ .

З (2.5)-(2.8) отримуємо визначення напрямків швидкостей  $v_A$  і  $v_B$  точок  $A(x_A, y_A)$  і  $B(x_B, y_B)$  відносно осі  $OX$  системи координат  $XOY$ :

$$v_A = \sqrt{(v_{A,x})^2 + (v_{A,y})^2}, \quad (2.9)$$

$$v_B = \sqrt{(v_{B,x})^2 + (v_{B,y})^2} \quad (2.10)$$

та напрямки (кути  $\varphi_{v,Ax}$ ,  $\varphi_{v,Bx}$ ) швидкостей  $v_A$  і  $v_B$  щодо осі  $OX$  системи координат  $XOY$ :

$$\varphi_{v,Ax} = \arcsin\left(\frac{v_{A,x}}{v_A}\right); \quad (2.11)$$

$$\varphi_{v,Bx} = \arcsin\left(\frac{v_{B,x}}{v_B}\right). \quad (2.12)$$

Тут необхідно відзначити, що розрахунки (2.9)-(2.12) мають тільки інформаційний характер, так як у подальших розрахунках кінематичних параметрів ЧСМ, згідно запропонованому методу, вони не використовуються [11].

У свою чергу, за допомогою рівнянь (2.5)-(2.8) отримуємо проекції швидкості  $v_{S,x}$  і  $v_{S,y}$  центру мас  $S$  шатуну  $l_{AB}=l$  (точки  $S(x_S, y_S)$ ), що розташований вздовж шатуну на відстані  $l_{SA}$  (рис. 2) від точки  $A$  [11]:

$$v_{S,x} = v_{A,x} + \frac{v_{A,x} - v_{B,x}}{x_{BA}} x_{SA} = v_{A,x} + \frac{v_{A,x} - v_{B,x}}{l} l_{SA}; \quad (2.13)$$

$$v_{S,y} = v_{A,y} + \frac{v_{B,y} - v_{A,y}}{y_{BA}} y_{SA} = v_{A,y} + \frac{v_{B,y} - v_{A,y}}{l} l_{SA}, \quad (2.14)$$

де  $\frac{x_{SA}}{x_{BA}} = \frac{y_{SA}}{y_{BA}} = \frac{AS}{AB} = \frac{l_{SA}}{l}$  визначено на підставі подібності прямокутних трикутників  $AS''S$  и  $AB''B$ .

З (2.13), (2.14) визначаємо величину швидкості  $v_S$  центру мас  $S$ :

$$v_S = \sqrt{(v_{S,x})^2 + (v_{S,y})^2} \quad (2.15)$$

та напрямок (кут  $\varphi_{v,Sx}$ ) швидкості центру мас  $S$  щодо осі  $OX$  системи координат  $XOY$ :

$$\varphi_{v,Sx} = \arcsin\left(\frac{v_{S,x}}{v_S}\right), \quad (2.15)$$

який теж має лише інформаційний характер.

*§3. Визначення поточних прискорень точок ланок механізму та кутових прискорень ланок механізму.*

Нормальні  $a_A^n$ ,  $a_B^n$  складові прискорення  $a_A$  і  $a_B$  (рис. 3) точок  $A(x_A, y_A)$  і  $B(x_B, y_B)$  кривошину  $r$  та коромисла  $R$ , які спрямовані відповідно вздовж кривошину  $r$  від точки  $A(x_A, y_A)$  до точки  $O(x_O=0, y_O=0)$  та вздовж коромисла  $R$  від точки  $B(x_B, y_B)$  до точки  $C(x_C=L, y_C=0)$  як при  $\omega_1 = \text{const}$ , так і при  $\omega_3 \neq \text{const}$ , визначаються рівняннями:

$$a_A^n = \omega_1^2 r; \quad (3.1)$$

$$a_B^n = \omega_3^2 R. \quad (3.2)$$

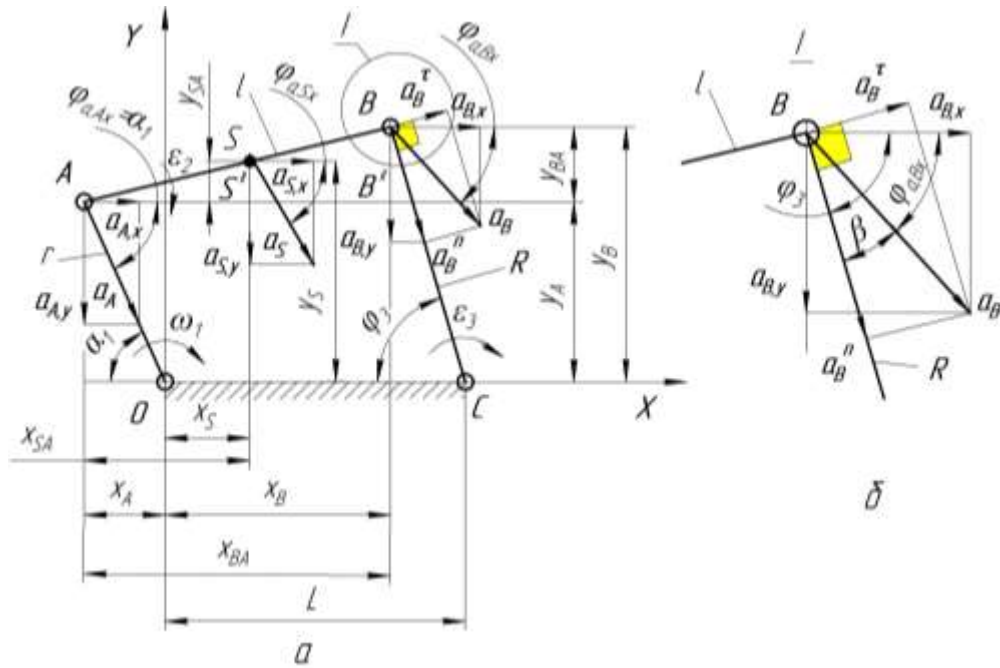


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення поточних лінійних та кутових прискорень ланок механізму (а) та розподіл складових прискорень коромисла  $R$  у точці  $B$  (б)

В той же час, величини та напрямки тангенціальних складових  $a_A^\tau$ ,  $a_B^\tau$  прискорень  $a_A$  і  $a_B$  (рис. 3, а) кривошипу  $r$  і коромисла  $R$  у точках  $A(x_A, y_A)$  і  $B(x_B, y_B)$  щодо точок  $O(x_O = 0, y_O = 0)$  і  $C(x_C = L, y_C = 0)$  визначаються величинами та напрямками кутових прискорень  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_3$  кривошипу  $r$  і коромисла  $R$ .

При  $\varepsilon_1 = 0$  і  $\varepsilon_3 \neq 0$  відповідно отримуємо:

$$a_A^\tau = 0; \quad (3.3)$$

$$a_B^\tau = R \frac{d^2(\varphi_3)}{dt^3} = \varepsilon_3 R. \quad (3.4)$$

У разі, коли  $\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt} > 0$ , має місце прискорене обертання коромисла  $R$  в напрямку його кутової швидкості  $\omega_3$ . При  $\varepsilon_3 < 0$  обертання коромисла  $R$  в напрямку кутової швидкості  $\omega_3$  відбувається із уповільненням.

З (3.1)-(3.4) випливає:

$$a_A = \sqrt{(a_A^n)^2 + (a_A^\tau)^2} = a_A^n; \quad (3.5)$$

$$a_B = \sqrt{(a_B^n)^2 + (a_B^\tau)^2}; \quad (3.6)$$

$$\beta_A = \arccos\left(\frac{a_A^n}{a_A}\right) = 0; \quad (3.7)$$



$$\beta = \beta_B = \arccos\left(\frac{a_B^n}{a_B}\right), \quad (3.8)$$

де  $\beta_A$  і  $\beta_B$  - кути, які визначають напрямки складових нормальних прискорень  $a_A^n$  і  $a_B^n$  відносно повних прискорень  $a_A$  і  $a_B$  у точках  $A(x_A, y_A)$  і  $B(x_B, y_B)$  кривошипу  $r$  та коромисла  $R$ .

Відповідно кути  $\varphi_{a, Ax}$  і  $\varphi_{a, Bx}$ , які визначають напрямки прискорень  $a_A$  і  $a_B$  відносно осі  $OX$  системи координат  $XOY$  (рис. 3.1:  $a, б$ ) становлять:

$$\varphi_{a, Ax} = \alpha_1; \quad (3.9)$$

$$\varphi_{a, Bx} = \varphi_3 - \beta. \quad (3.10)$$

Проекції  $a_{A,x}$ ,  $a_{A,y}$  і  $a_{B,x}$ ,  $a_{B,y}$  прискорень  $a_A$  і  $a_B$  на ось  $OX$  у системі координат  $XOY$  з урахуванням (3.5), (3.6) та (3.9), (3.10) визначають рівняння [10]:

$$a_{A,x} = a_A \cos(\varphi_{a, Ax}) = a_A \cos(\alpha_1); \quad (3.11)$$

$$a_{A,y} = -a_A \sin(\varphi_{a, Ax}) = -a_A \sin(\alpha_1); \quad (3.12)$$

$$a_{B,x} = a_B \sin(\varphi_{a, Bx}) = a_B \sin(\varphi_3 - \beta); \quad (3.13)$$

$$a_{B,y} = a_B \cos(\varphi_{a, Bx}) = a_B \cos(\varphi_3 - \beta). \quad (3.14)$$

В свою чергу, з використанням (3.11)-(3.14) знаходимо проекції прискорень  $a_{S,x}$  і  $a_{S,y}$  центру мас  $S$  шатуну на ось  $OX$  системи координат  $XOY$  [10,11]:

$$a_{S,x} = a_{A,x} + \frac{a_{B,x} - a_{A,x}}{x_{BA}} x_{SA} = a_{A,x} + \frac{a_{B,x} - a_{A,x}}{l} l_{SA}; \quad (3.15)$$

$$a_{S,y} = \frac{a_{B,y} - a_{A,y}}{y_{BA}} y_{SA} + a_{A,y} = \frac{a_{B,y} - a_{A,y}}{l} l_{SA} + a_{A,y}. \quad (3.16)$$

де  $\frac{x_{SA}}{x_{BA}} = \frac{y_{SA}}{y_{BA}} = \frac{AS}{AB} = \frac{l_{SA}}{l}$  визначені з розгляду прямокутних трикутників

$AS''S$  и  $AB''B$  (рис. 3,  $a$ ).

З (3.15), (3.16) визначаємо величину прискорення  $a_S$  центру мас  $S$ :

$$a_S = \sqrt{(a_{S,x})^2 + (a_{S,y})^2} \quad (3.19)$$

та напрямки (кут  $\varphi_{a, Sx}$ ) прискорення центру мас  $S$  щодо осі  $OX$  системи координат  $XOY$ :

$$\varphi_{a, Sx} = \arcsin\left(\frac{a_{S,y}}{a_S}\right). \quad (3.20)$$

Виконані згідно розробленому алгоритму розрахунки кінематичних параметрів ЧСМ у шістьох поточних положеннях ланок механізму з інтервалами кута  $\Delta\alpha_{1,i} = \frac{\pi}{6}$  розташування ведучої ланки – кривошипу при

$\alpha_{1,0} = 0, \alpha_{1,1} = \frac{\pi}{3}, \dots, \alpha_{1,i} \dots \alpha_{1,6} = 2\pi$  згідно початковим умовам роботи ЧСМ ( $l_{OA} = l_1 = r = 0,2\text{м}$ ,  $l_{AB} = l_2 = l = 0,5\text{м}$ ,  $l_{CB} = l_3 = R = 0,5\text{м}$ ,  $l_{OC} = L = 0,5\text{м}$ ,  $l_{AS} = 0,25\text{м}$  та  $\omega_1 = 29,6\text{с}^{-1}$ ) повністю збігаються з визначеннями кінематичних параметрами цього механізму на основі традиційного графічного методу при побудові для кожного з поточних положень ланок механізму плану механізму, плану швидкостей, плану прискорень та додаткових розрахунків поточних величин і визначень поточних напрямків кутових швидкостей, а також величин і кутових прискорень шатуну  $l$  та коромисла  $R$  з використанням відповідних величин і напрямків відносних швидкостей точок  $B_iA_i$  шатуну та точок  $B_iC_i$  коромисла, отриманих на планах швидкостей і прискорень [1-7].

**Висновки.** Розроблено новий універсальний графоаналітичний метод та алгоритм розрахунку визначення кінематичних параметрів шарнірного чотирьох ланкового стрижневого механізму з використанням стандартної розрахункової програми MathCAD, який спрощує кінематичний аналізу будь яких схем шарнірних чотирьох ланкових стрижневих механізмів і у подальшому може бути прийнятий за основу при розробці алгоритмів і програм розрахунково-аналітичних методів кінетостатичного та динамічного аналізу цих механізмів

### **Література**

1. Артоболевський І.І. Теорія механізмів та машин. М.: Наука, 1975. 640 с.
2. Кожевников С.М. Теорія механізмів та машин: 2-ге вид., перероб. та доповн. Київ: Машгиз, 1964. 674 с.
3. Колчин Н.І., Мовнін М. С. Теорія механізмів та машин. Ленінград: «Судпромгиз», 1962. 616 с.
4. Озол О.Г. Теорія механізмів та машин. М: Наука, головна редакція фізико-математичної літератури. 1984. 432с.
5. Myszka 1., David H. Machines and mechanisms: applied kinematic analysis. University of Dayton: Prentice Hall. 2012, 376 p.
6. Vector Mechanics for Engineers / Beer F.P., Johnston E.R., Mazurek D.F., Cornwell P.J., Self B.P. New York: McGraw Hill, 2019, 1505 p.
7. Zakhovaiko O.P. Theory of mechanisms and machines. In 2 parts. Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, 2020. Part 1: Classification and analysis of mechanisms. 188 p.
8. Абдраїмов С., Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К. Визначення кутових координат шарнірно чотирьох ланкових механізмів Дослідження та результати. Алматы: Казахский Національний аграрний університет, №3, 2006. С. 216-219.
9. Зиялиев К.Ж., Чинбаев О.К., Дюшембаев Ж.Ж. Кінематичний аналіз шарнірно чотирьох ланкового механізму аналітичним методом. Universum: Технічні науки: електроні. науч. журн. 2017. - № 4(37). URL

<http://7universum.com/ru/tech/archive/item/4651>.

10. Добров І.В., Сьомічев А.В. Розрахунково-аналітичний метод визначення кінематичних та енергосилових параметрів кривошипно-повзунного механізму (Повідомлення 1. Кінематика). Теорія і практика металургії. 2022. №5. С.16-21.
11. Dobrov I.V., Somichev A.V., Pavlenko O.M. Calculation and analytical method for determining the force parameters of a crank-slider mechanism (Message 2. kinetostatics). Theory and practice of metallurgy. 2023. №1. P. 41-48.

## **GRAPHOANALYTICAL METHOD FOR CALCULATING KINEMATIC PARAMETERS OF A HINGES FOUR-LINK MECHANISM**

*Igor Dobrov, Oleksandr Pavlenko, Oleksandr Kryvda, Volodymyr Kryvda*

*The purpose of the work is to develop an algorithm and determine the necessary formulas for calculating the kinematic parameters of the hinged four-link rod mechanism using the grapho-analytical method of determining the current positions of the mechanism links and standard PMK calculation programs while simplifying the calculation method itself and obtaining the necessary and high-quality research results. Research results. A new method of calculating the kinematic parameters of the hinged four-link rod mechanism has been developed using the grapho-analytical method of analyzing the kinematic diagram of the mechanism in the current position of its links and calculation formulas for using the standard MathCAD program to determine the kinematic parameters of the hinged four-link rod mechanism. The scientific novelty of the research is determined by a new method for calculating the kinematic parameters of mechanism links, based on determining the projections of the linear peripheral velocities of the crank and connecting rod on the axis Cartesian coordinate systems that do not directly affect the change in the positions of the mechanism links when the position of the leading link - the crank changes relative to the fixed axis, but only allow one to determine the linear speed of the center of mass of the connecting rod depending on the location of the center of mass on the connecting rod. In turn, the magnitudes and directions of angular velocities and accelerations of all links of the mechanism are directly determined by the angular functions of rotation of these links depending on the angle of rotation of the driving link. The reliability of the obtained research results. The calculations of kinematic parameters based on the formulas obtained in the work using the standard MathCAD application program completely coincide with the determination of the same parameters for a similar articulated four-link rod mechanism, obtained by the traditional graphic method of constructing the mechanism plans, the speed plan and the acceleration plan. Practical implementation of the obtained results. The developed grapho-analytical method simplifies the determination and analysis*

*of kinematic parameters of hinged four-link rod mechanisms when changing their layout and linear dimensions of links, which creates a basis for further development and improvement of analytical methods of kinetostatic and dynamic calculations. for any hinged four-link rod mechanism.*

*Keywords: kinematic scheme, rod mechanism, center of mass, geometric modeling, analytical modeling; kinematic parameters, velocity projections, acceleration projections, angular velocity, angular acceleration.*

### **References**

1. Artobolevsky, I.I. (1975). *Theory of mechanisms and machines*. M.: Nauka [in Ukrainian]
2. Kozhevnikov, S.M. (1964). *Theory of mechanisms and machines: 2-he vyd., pererob. ta dopovn.* Kyiv: Mashhiz [in Ukrainian]
3. Kolchin, N.I., Movnin, M.S. (1962). *Theory of mechanisms and machines*. Leningrad: Sudpromgiz [in Ukrainian]
4. Ozol, O.G. (1984). *Theory of Mechanisms and Machines*. M: Nauka, holovna redaktsiia fizyko-matematychnoi literatury [in Ukrainian]
5. Myszka D.H. (2012). *Machines and mechanisms: applied kinematic analysis*. University of Dayton: Prentice Hall.
6. Beer F.P., Johnston E.R., Mazurek D.F., Cornwell P.J., Self B.P. (2019). *Vector Mechanics for Engineers*. New York: McGraw Hill.
7. Zakhovaiko, O.P. (2020). *Theory of mechanisms and machines*. In 2 parts. Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute. Part 1: Classification and analysis of mechanisms.
8. Abdraimov, S., Ziyaliev, K.Zh., Chinbaev, O.K. (2006). *Determination of the corner coordinates of the four link mechanisms*. Research and results. Almaty: Kazakh National Agrarian University. 216-219. [in Ukrainian]
9. Ziyaliev, K.Zh., Chinbaev, O.K., Dyushembaev, J.Zh. (2017). Kinematic analysis of a hinged four-link mechanism by an analytical method. Universum: Tekhnichni nauky: elektroni. nauch. Zhurn. 4(37). URL <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/4651> [in Ukrainian]
10. Dobrov, I.V., Semichev, A.V. (2022). *Calculation and analytical method of determining the kinematic and power parameters of the crank-slider mechanism* (Povidomlennia 1. Kinematyka). *Teoriia i praktyka metalurhii*. 5. 16-21 [in Ukrainian]
11. Dobrov I.V., Semichev A.V. (2023). Calculation and analytical method of determining the kinematic and power parameters of the crank-slider mechanism (Message 1. Kinematics). *Theory and practice of metallurgy*. 1. 41-48.