

СИНТЕЗ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ ПАНТОГРАФНОГО МЕХАНІЗМУ КРОКУВАННЯ МОБІЛЬНОЇ РОБОТОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

© Корендій В. М., Кузьо І. В., 2017

Розглянуто перспективи використання крокуючих рушійів у мобільних роботомеханічних системах. Проаналізовано конструктивні і функціональні особливості пантографних механізмів крокування та визначено шляхи підвищення їхньої експлуатаційної ефективності. Розглянуто питання кінематики пантографного механізму та виведено рівняння руху опорної стопи. Синтезовано геометричні параметри механізму крокування з метою забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи. Проведено оптимізацію отриманих геометричних параметрів за критеріями стабілізації горизонтальної швидкості стопи у фазі контакту з опорною поверхнею та максимізації довжини кроку відносно довжин ланок механізму. Розглянуто результати кінематичного аналізу руху опорної стопи та обґрунтовано перспективи подальших досліджень за цією тематикою.

Ключові слова: крокуючий рушій, мобільна роботомеханічна система, пантографний механізм, геометричні параметри, кінематичний аналіз.

V. M. Korendiy, I. V. Kuzio

SYNTHESIS OF GEOMETRIC PARAMETERS AND ANALYSIS OF THE KINEMATIC OF THE PANTOGRAPH MECHANISM OF WALKING MOBILE ROBOTIC

The prospects of usage of walking drives in mobile robotic systems are overviewed. The analysis of structural and functional features of pantograph walking mechanisms is carried out and the ways of improvement of their operational efficiency are defined. The problems of kinematics of pantograph mechanism are considered and the equation of the supporting foot motion is deduced. The geometrical parameters of the walking mechanism are determined taking into account the necessity to ensure the prescribed path of the supporting foot. The optimization of obtained geometrical parameters in accordance with the criterions of foot horizontal speed stabilization in the phase of contact with the supporting surface and of maximization of the step length in comparison with the mechanism links lengths is carried out. The obtained results of kinematic analysis of the supporting foot motion are considered and the prospects of further investigations on the presented subject are substantiated.

Keywords: walking drive, mobile robotic system, pantograph mechanism, geometrical parameters, kinematic analysis.

Вступ. Крокуючий спосіб переміщення по пересічній місцевості набуває все більшої популярності, особливо у тих випадках, коли використання колісних або гусеничних рушійів є неможливим або невиправданим з техніко-експлуатаційних причин [1–3]. Використання крокуючих рушійів є особливо актуальним у гористій чи заболоченій місцевості, на важкодоступних територіях (на лісових вирубках, у різноманітних кар'єрах, при снігових заметах тощо), які характеризуються низькою несучою здатністю опорної поверхні або значними перешкодами на шляху прямування транспортних засобів [1–5].

Серед широкого різноманіття крокуючих рушіїв з різними приводами (механічними, електричними, гідравлічними тощо) та системами керування одними з найпростіших і найпоширеніших є пантографні механізми крокування з одним або кількома ступенями вільності [1–3]. Вони забезпечують наперед задану траєкторію руху опорної стопи і дають змогу суттєво спростити систему керування процесом руху машини. Однак залишаються недостатньо вивченими проблеми статичної і динамічної стійкості та балансування цих механізмів, які стають особливо актуальними за зростання швидкостей руху крокуючої машини. Також цікавими з погляду експлуатаційної ефективності сьогодні є дослідження можливостей поєднання пантографного механізму крокування з іншими типами рушіїв (колісним, гусеничним тощо).

Постановка проблеми. Забезпечення стійкості руху мобільних роботомеханічних систем та обмеження динамічних навантажень на їхні елементи зумовлює необхідність детального вивчення кінематики і динаміки пантографних механізмів крокування [9]. Для цього необхідно сформулювати рівняння руху окремих елементів цих механізмів, дослідити кінематичні параметри (швидкості й пришвидшення) конкретних ланок та обґрунтувати можливості балансування механізмів з метою обмеження інерційних навантажень.

Для забезпечення наперед заданої траєкторії руху опорної стопи необхідно розв'язати обернену задачу кінематики пантографного механізму, тобто синтезувати геометричні параметри його ланок. Потім необхідно оптимізувати отримані параметри з метою максимізації часу перебування стопи в зоні контакту з опорною поверхнею та, відповідно, мінімізації тривалості фази перенесення стопи. Ще одним із завдань проектування пантографного крокуючого рушія є мінімізація величини вертикального руху (періодичного “опускання-піднімання») корпусу машини в процесі переміщення з метою обмеження втрат на подолання гравітаційних навантажень.

Аналіз інформаційних джерел за тематикою досліджень. Питанням кінематики і динаміки пантографних механізмів крокування мобільних роботомеханічних систем присвячено доволі багато публікацій [1–3; 6–9]. Окремі з них мають винятково оглядовий характер, аналізуючи можливості використання вказаних механізмів у конструкціях крокуючих рушіїв [1; 3]. Інші – присвячені окремим питанням експлуатаційної ефективності крокуючого рушія на базі пантографного механізму [7], його кінематичному аналізу [6; 8], постановці та аналізу результатів експериментальних досліджень [9] тощо. Зважаючи на широкий спектр публікацій за цією тематикою, актуальним завданням стає необхідність виокремлення результатів теоретичних і прикладних досліджень, які могли б ефективно допомагати інженерам і конструкторам використовувати пантографні механізми крокування у реальних розробках мобільних роботомеханічних систем. Це завдання передбачає формування інженерної методики розрахунку і проектування цих механізмів, враховуючи задані умови експлуатації крокуючих машин, конструктивні особливості навісного обладнання, розміри рами машини, кількості крокуючих рушіїв на кожному з бортів машини тощо.

Отже, основним напрямком подальших досліджень за цією тематикою є обґрунтування геометричних та експлуатаційних параметрів пантографного крокуючого рушія для забезпечення таких вимог: 1) стабільності швидкості опорної стопи у фазі контакту з опорною поверхнею; 2) максимізації довжини кроку відносно розмірів крокуючого механізму; 3) забезпечення необхідної висоти кроку (тобто відстані від опорної поверхні до опорної стопи у фазі перенесення стопи); 4) забезпечення можливості регулювання довжини і висоти кроку, швидкості крокування та положення корпусу машини відносно опорної поверхні в процесі її руху; 5) максимізації часу контакту стопи з опорною поверхнею та обмеження тривалості фази перенесення стопи; 6) забезпечення можливості незалежної зміни швидкості руху однієї з опорних стоп крокуючої машини для зміни напрямку її переміщення; 7) забезпечення можливості прямого і зворотного руху крокуючої машини; 8) ефективного зрівноваження (балансирування) крокуючого рушія для обмеження інерційних навантажень на його елементи та забезпечення стійкості руху; 9) рекуперації енергії в процесах піднімання й опускання стопи тощо.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є обґрунтування геометричних параметрів пантографного крокуючого рушія для забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи та стабільності її швидкості у фазі контакту з опорною поверхнею, що зумовлені необхідністю подолання відповідних перешкод на шляху крокування та обмеження процесів проковзування стопи під час контакту з опорною поверхнею.

Конструктивні і функціональні особливості пантографного механізму крокування. У пантографному механізмі крокування (рис. 1, а) привідний повзун 1 здійснює рух зворотно-поступально уздовж лінії, яка паралельна до напрямку руху машини. Підймальний повзун 2 здатен рухатися вздовж вертикальної напрямної. Опорна стопа приєднується до пантографного механізму у точці А. Шатуни 3 (BE), 4 (CD), 5 (AB), 6 (AC), 7 (DF) та 8 (EF) знаходяться у плоскому русі. Зміна довжини ходу привідного 1 і підймального 2 повзуна призводить, відповідно, до зміни довжини кроку і висоти підйому стопи. При цьому для забезпечення заданої траєкторії опорної стопи рухи повзунів повинні здійснюватися симетрично (повзуни повинні періодично одночасно досягати своїх конкретних положень) та можуть бути незалежними (наприклад, забезпечуватися за допомогою двох незалежних гідроприводів, що обумовлює наявність двох ступенів вільності) або залежати один від одного (наприклад, при використанні у приводі одного кривошипно-шатунного механізму з одним ступенем вільності) [1; 3; 6–8]. Однією з переваг пантографного механізму крокування є можливість забезпечення практично довільного співвідношення між ходом повзунів та довжиною кроку чи висотою підйому стопи [2; 6–8].

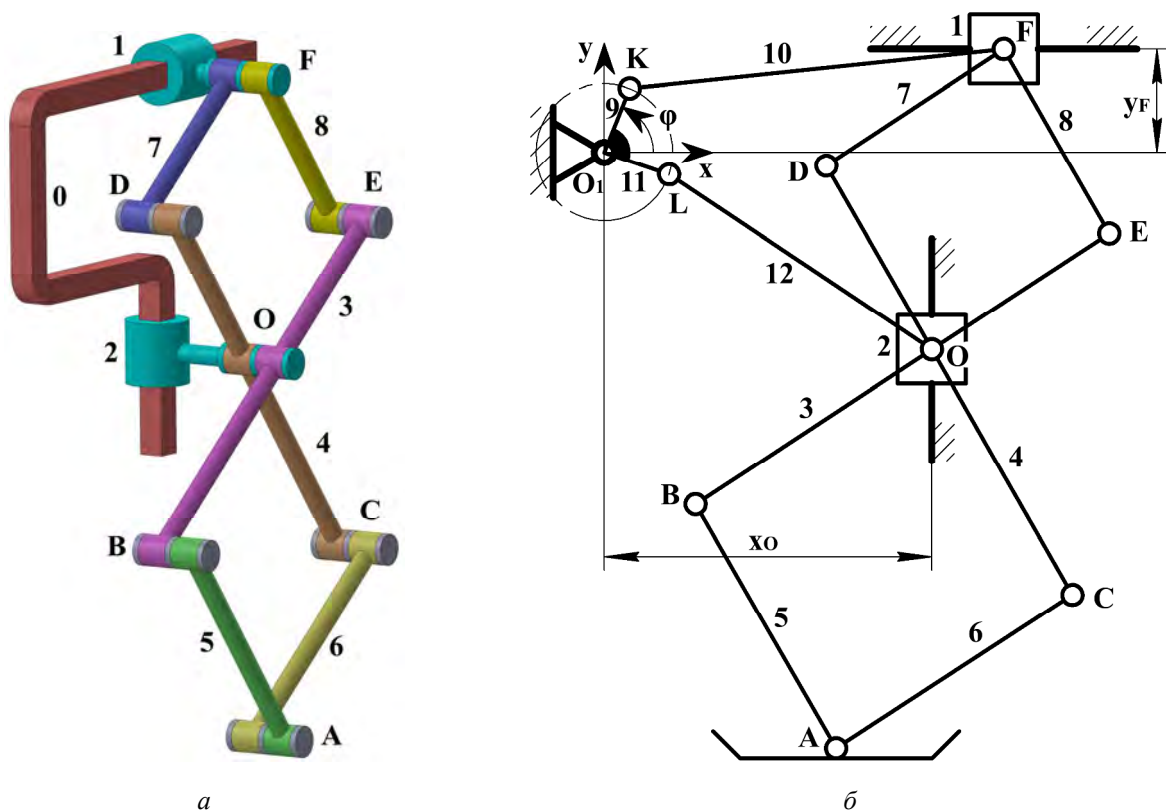


Рис. 1. Принципова (а) і кінематична (б) схеми пантографного механізму крокування

Кінематика пантографного механізму. Розглянемо пантографний механізм з одним ступенем вільності (рис. 1, б), який приводиться в рух кривошипами 9 і 11. Вважатимемо, що ланки (шатуни) 10 і 12 мають можливість змінювати свою довжину, що зумовить зміну довжини кроку і висоти підйому стопи відповідно. Для забезпечення руху пантографного механізму повинні виконуватися умови [10]:

$$DF = EF, OD = OE, BO = CO, AB = AC. \quad (1)$$

З метою спрощення подальших розрахунків прийємо:

$$O_1K = l_1, O_1L = l_2, KF = l_3, LO = l_4, DF = EF = OD = OE = l_5, AB = AC = BO = CO = l_6. \quad (2)$$

Визначаємо кінематичні параметри руху точки A (опорної стопи) у системі координат xO_1y . Враховуючи структурні особливості пантографного механізму (1), можемо констатувати, що точка A лежатиме на прямій FO . Тому для знаходження її положення у довільний момент часу (за довільного значення кута j) побудуємо рівняння прямої FO та представимо відстань від точки O до точки A як функцію кута повороту кривошипа j . Для цього запишемо залежності координат точок F та O від кута j :

$$\begin{aligned} x_O = const, y_F = const, x_F(j) &= l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2}, \\ y_O(j) &= l_2 \cdot \sin(j - b) - \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

де b – кут між ланками O_1K та O_1L .

З урахуванням залежностей (3) можемо записати рівняння прямої FO :

$$\begin{aligned} \frac{x - x_O}{x_F - x_O} = \frac{y - y_O}{y_F - y_O} \Rightarrow y &= \frac{y_F - y_O}{x_F - x_O} \cdot x + \frac{x_F \cdot y_O - x_O \cdot y_F}{x_F - x_O}, \\ y &= \frac{y_F - l_2 \cdot \sin(j - b) + \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2}}{l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - x_O} \cdot x + \\ &+ \frac{\left(l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} \right) \cdot \left(l_2 \cdot \sin(j - b) - \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2} \right) - x_O \cdot y_F}{l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - x_O}. \end{aligned} \quad (4)$$

Знаючи кутовий коефіцієнт прямої FO (вираз у дужках перед змінною x у рівнянні (4)), можемо записати залежність між координатами опорної точки A у такому вигляді:

$$\begin{aligned} y_A(j) &= \frac{y_F - l_2 \cdot \sin(j - b) + \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2}}{l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - x_O} \times \\ &\times (x_A(j) - x_O) + l_2 \cdot \sin(j - b) - \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

У параметричній формі траєкторію руху опорної точки A запишемо так:

$$\begin{aligned} x_A(j) &= l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - \left(1 + \frac{l_6}{l_5} \right) \cdot \left(l_1 \cdot \cos j + \sqrt{l_3^2 - (y_F - l_1 \cdot \sin j)^2} - x_O \right); \\ y_A(j) &= y_F - \left(1 + \frac{l_6}{l_5} \right) \cdot \left(y_F - l_2 \cdot \sin(j - b) + \sqrt{l_4^2 - (x_O - l_2 \cdot \cos(j - b))^2} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Синтез геометричних параметрів пантографного механізму крокування. У роботі буде розглянуто задачу кінематичного синтезу пантографного механізму крокування, яка полягає в обґрунтуванні геометричних розмірів ланок з метою забезпечення заданих кінематичних умов роботи механізму (наприклад, положень ланок, траєкторій руху окремих точок, їх швидкостей і пришвидшень тощо). Прийємо як базовий (основний) вхідний параметр траєкторію руху опорної точки A пантографного механізму крокування (рис. 1). Вихідним параметром синтезу будуть геометричні розміри його ланок: $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, x_O, y_F, b$.

Цільову функцію можемо виразити у вигляді суми абсолютних відхилень траєкторії точки A від заданої кривої в N заданих положеннях:

$$\Delta_1 = \sum_{i=1}^N \sqrt{(x_{A_i} - x_i)^2 + (y_{A_i} - y_i)^2}, \quad (7)$$

де x_{A_i} , y_{A_i} – координати точки A в i -му положенні механізму, які можна обчислити за формулами (6); x_i , y_i – координати точки на заданій кривій в тому самому i -му положенні механізму.

Отже, для розв'язання задачі синтезу пантографного механізму крокування необхідно мінімізувати функцію (7) для якомога більшої кількості положень механізму. Наприклад, попередньо задамо 5 положень опорної точки A на теоретичній траєкторії її руху (рис. 2, таблиця) з урахуванням необхідної довжини кроку (700 мм) та висоти підйому стопи (150 мм). Чотири точки визначатимуть прямолінійну траєкторію руху стопи у фазі контакту з опорною поверхнею, а п'ята – максимальну висоту підйому стопи у фазі перенесення. Співвідношення між тривалостями фаз контакту і перенесення приблизно дорівнює 6/4.

Вхідні параметри синтезу (координати 5 положень опорної точки A)

$j_i, ^\circ$	0	75	150	210	285
$x_i, \text{мм}$	-350	-117	117	350	0
$y_i, \text{мм}$	-850	-850	-850	-850	-700

Підставляючи по чергово до рівняння (7) задані у таблиці координати опорної точки A та використавши у програмному продукті MathCAD функцію пошуку локального мінімуму $\text{Minimize}(\Delta_1, b, x_O, y_F, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6)$, отримуємо такі значення невідомих параметрів: $b = 1.547^\circ \approx 0$, $x_O = 211 \text{ мм}$, $y_F = 157 \text{ мм}$, $l_1 = 259 \text{ мм}$, $l_2 = 27 \text{ мм}$, $l_3 = 430 \text{ мм}$, $l_4 = 353 \text{ мм}$, $l_5 = 325 \text{ мм}$, $l_6 = 391 \text{ мм}$. Траєкторію руху опорної стопи пантографного механізму крокування із зазначеними геометричними параметрами подано на рис. 2.

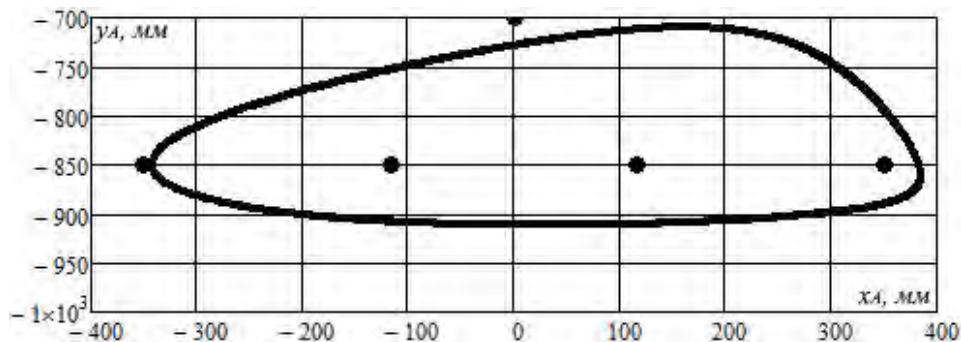


Рис. 2. Координати 5 заданих положень опорної точки та синтезована траєкторія її руху

Необхідно зазначити, що точність визначення невідомих параметрів механізму буде то вищою, що більшу кількість точок на теоретичній траєкторії руху опорної стопи A буде задано та що точніше буде встановлено початкові наближення невідомих параметрів. Для цього необхідно скоротити кількість невідомих параметрів до мінімуму та накласти додаткові обмеження на довжини, переміщення чи швидкості окремих елементів механізму.

Оптимізація геометричних параметрів механізму крокування. З метою обмеження процесів проковзування стопи по опорній поверхні в процесі крокування необхідно забезпечити стабільність горизонтальної швидкості опорної стопи у фазі контакту з опорною поверхнею. Також для забезпечення стійкості руху крокуючої машини доцільно максимізувати час контакту стопи з опорною поверхнею та обмежити тривалість фази перенесення стопи. Тому під час заданих

вхідних параметрів кінематичного синтезу механізму було задано співвідношення між тривалостями фаз контакту і перенесення, що дорівнює $6/4$, а фазу контакту стопи з опорною поверхнею поділено на три однакові проміжки, які забезпечуються за рахунок повороту привідного кривошипа на кут від 0 до 210° .

Додаткове обмеження, яке прийматиметься в процесі оптимізації геометричних параметрів механізму крокування, полягає в необхідності забезпечення рівності нулю горизонтального пришвидшення опорної точки A у фазі контакту стопи з опорною поверхнею:

$$\left. \frac{\partial^2 x_A(j)}{\partial j^2} \right|_{j=0 \dots 210^\circ} = 0, \quad (8)$$

звідки отримуємо вигляд другого компонента цільової функції:

$$\Delta_2 = \sum_{i=1}^4 \left| \frac{\partial^2 x_A(j_i)}{\partial j_i^2} \right|. \quad (9)$$

Ще один критерій оптимізації геометричних параметрів пантографного механізму крокування зумовлений необхідністю максимізації довжини кроку відносно розмірів крокуючого механізму. Довжину кроку визначають за тривалістю фази контакту стопи з опорною поверхнею, тобто модулем різниці між абсцисами опорної точки A при $j_1 = 0$ та $j_4 = 210^\circ$. Цей критерій передбачає введення додаткової складової до цільової функції:

$$\Delta_3 = \frac{1}{|x_A(j_1) - x_A(j_4)|}. \quad (10)$$

Отже, остаточною цільовою функцією, яка передбачає прямолінійність траєкторії руху та стабільність горизонтальної швидкості стопи у фазі контакту з опорною поверхнею, а також максимальну довжину кроку і задану висоту підйому стопи матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta &= k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 + k_3 \cdot \Delta_3 = \\ &= k_1 \cdot \sum_{i=1}^5 \sqrt{(x_{A_i} - x_i)^2 + (y_{A_i} - y_i)^2} + k_2 \cdot \sum_{i=1}^4 \left| \frac{\partial^2 x_A(j_i)}{\partial j_i^2} \right| + \frac{k_3}{|x_A(j_1) - x_A(j_4)|}, \end{aligned} \quad (11)$$

де k_1, k_2, k_3 – вагові коефіцієнти кожного з критеріїв оптимізації, які задовольняють такі умови: $k_1 = \overline{0,1}$, $k_2 = \overline{0,1}$, $k_3 = \overline{0,1}$, $k_1 + k_2 + k_3 = 1$.

Задавши як початкові наближення геометричні параметри механізму, отримані на стадії кінематичного синтезу за 5 заданими положеннями опорної точки A та використавши у програмному продукті MathCAD функцію пошуку локального мінімуму Minimize ($\Delta, b, x_O, y_F, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$) з урахуванням вагових коефіцієнтів $k_1 = 0.6$, $k_2 = 0.25$, $k_3 = 0.15$, отримуємо такі значення невідомих параметрів: $b = 2.73^\circ \approx 0$, $x_O = 225$ мм, $y_F = 224$ мм, $l_1 = 212$ мм, $l_2 = 21$ мм, $l_3 = 465$ мм, $l_4 = 312$ мм, $l_5 = 312$ мм, $l_6 = 418$ мм. Траєкторію руху опорної стопи пантографного механізму крокування із зазначеними геометричними параметрами подано на рис. 3.

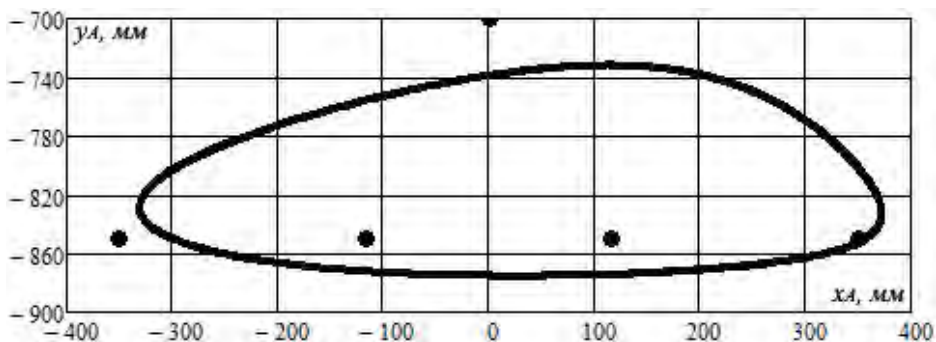


Рис. 3. Траєкторія руху опорної стопи оптимізованого механізму крокування

Аналіз кінематичних параметрів руху опорної стопи механізму крокування та перспективи подальших досліджень. Аналізуючи отриману траєкторію руху опорної стопи оптимізованого механізму крокування (рис. 3), можемо констатувати меншу увігнутість траєкторії у фазі контакту стопи з опорною поверхнею, тоді як довжина кроку практично не змінилася, а висота підйому стопи зменшилася, однак залишилася в допустимих межах – 130–150 мм. Менша увігнутість траєкторії руху стопи зумовить зниження енергозатрат на періодичне піднімання корпусу машини в процесі крокування.

Підставляючи оптимізовані параметри механізму крокування у рівняння (6) та знайшовши відповідні похідні по куту повороту привідного кривошипа, побудуємо графічні залежності горизонтальних переміщення, швидкості і пришвидшення опорної точки A від кута j , вважаючи, що $j = w \cdot t$, а кутова швидкість обертання привідного кривошипа $w = 1$ рад/с (рис. 4). На проміжку $j = 0 \dots 210^\circ$ x_A змінюється приблизно на 715 мм, що визначає довжину кроку. Горизонтальну швидкість точки A на цьому самому проміжку повністю стабілізувати не вдалося, оскільки її величина змінюється приблизно від 0.1 до 0.3 м/с, а пришвидшення a_{Ax} спадає від 0.4 м/с² до -0.1 м/с².

Отже, перспективи подальших досліджень передбачатимуть аналіз впливу вагових коефіцієнтів, кількості заданих положень опорної точки на теоретичній траєкторії її руху, початкових наближень геометричних параметрів механізму крокування на вихідні параметри оптимізаційного синтезу і кінематичні характеристики оптимізованого механізму.

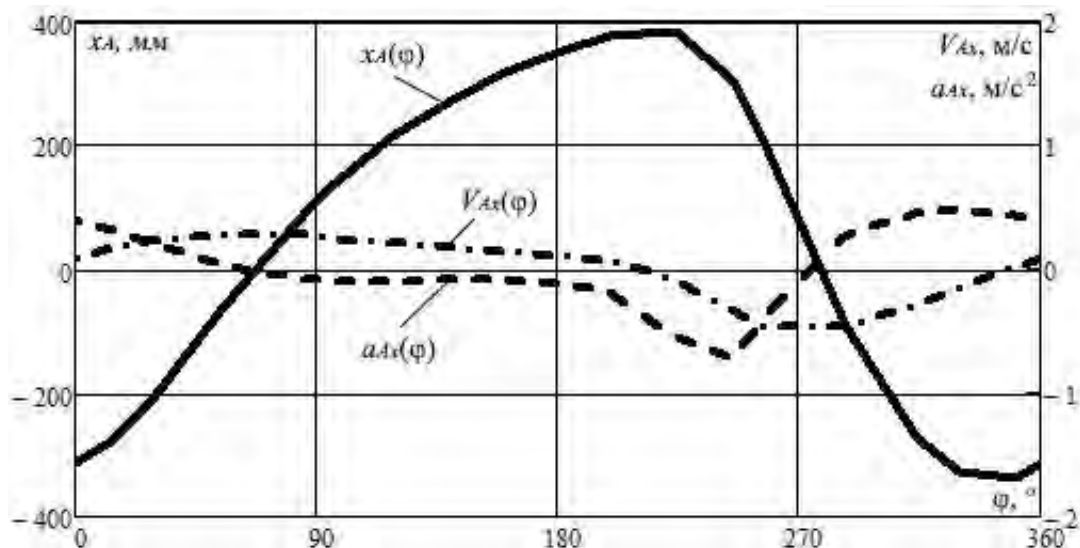


Рис. 4. Залежності горизонтальних переміщення, швидкості і пришвидшення точки A від кута φ

Також у подальших дослідженнях необхідно врахувати експлуатаційні характеристики крокуючої машини. Із метою забезпечення можливості регулювання довжини і висоти кроку, швидкості крокування та положення корпусу машини відносно опорної поверхні в процесі її руху необхідно дослідити вплив кожного геометричного параметра механізму крокування на зазначені величини та обґрунтувати засоби їх керованої зміни (наприклад, зміни довжини однієї з ланок механізму в процесі руху). Статична стійкість крокуючої машини передбачає необхідність максимізації часу контакту стопи з опорною поверхнею і обмеження тривалості фази перенесення стопи [4; 5] та зумовлює необхідність введення ще одного критерію оптимізації в отриману вище цільову функцію. Зміну напрямку руху крокуючої машини можна забезпечити зміною кутового положення площини руху крокуючого механізму одного з її бортів або зміною швидкості руху однієї з опорних стоп крокуючої машини [4; 5]. Ці та інші проблеми (забезпечення можливості прямого і зворотного рухів крокуючої машини; ефективного зрівноваження (балансування) крокуючого рушія для обмеження інерційних навантажень на його елементи; рекуперації енергії в

процесах піднімання й опускання стопи тощо) потребують детальнішого дослідження та будуть висвітлені в подальших роботах.

Висновки. Розглянуто перспективи використання крокуючих рушіїв у мобільних роботомеханічних системах, які експлуатуються на місцевості із низькою несучою здатністю опорної поверхні або значними перешкодами на шляху прямування транспортних засобів.

Проаналізовано конструктивні і функціональні особливості одного з найпростіших крокуючих рушіїв, побудованого на базі пантографного механізму (рис. 1), та визначено базові (основні) критерії підвищення його експлуатаційної ефективності, а саме: забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи та стабільності її швидкості у фазі контакту з опорною поверхнею, що зумовлені необхідністю подолання відповідних перешкод на шляху крокування та обмеження процесів проковзування стопи у разі контакту з опорною поверхнею.

Розглянуто питання кінематики пантографного механізму та виведено рівняння руху опорної стопи (5)–(6). Синтезовано геометричні параметри механізму крокування (рис. 1) з метою забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи: $b = 1.547^\circ \approx 0$, $x_O = 211$ мм, $y_F = 157$ мм, $l_1 = 259$ мм, $l_2 = 27$ мм, $l_3 = 430$ мм, $l_4 = 353$ мм, $l_5 = 325$ мм, $l_6 = 391$ мм. Оптимізовано отримані геометричні параметри за критеріями стабілізації горизонтальної швидкості стопи у фазі контакту з опорною поверхнею та максимізації довжини кроку, в результаті чого отримано такі значення: $b = 2.73^\circ \approx 0$, $x_O = 225$ мм, $y_F = 224$ мм, $l_1 = 212$ мм, $l_2 = 21$ мм, $l_3 = 465$ мм, $l_4 = 312$ мм, $l_5 = 312$ мм, $l_6 = 418$ мм.

За результатами кінематичного аналізу руху опорної стопи оптимізованого механізму зроблено висновки про зменшення увігнутості траєкторії у фазі контакту стопи з опорною поверхнею зі збереженням довжини кроку та висоти підйому стопи у допустимих межах – 690–710 мм та 130–150 мм, відповідно. Менша увігнутість траєкторії руху стопи зумовить зниження енергозатрат на періодичне піднімання корпусу машини в процесі крокування.

Обґрунтовано перспективи подальших досліджень за цією тематикою, які передбачають врахування експлуатаційних характеристик крокуючої машини в процесі оптимізації її геометричних параметрів.

1. Todd D.J. *Walking machines: an introduction to legged robots* / D.J. Todd. – London: Kogan Page Ltd, 1985. – 190 pp. 2. Shin-Min Song. *Machines That Walk: The Adaptive Suspension Vehicle* / Shin-Min Song, Kenneth J. Waldron. – Cambridge (MA, USA): MIT Press, 1989. – 314 pp. 3. Mark E. Rosheim. *Robot Evolution: The Development of Anthrobotics* / Mark E. Rosheim. – New York: John Wiley & Sons, 1994. – 423 pp. 4. Vitaliy Korendiy. *Analysis of Structure and Kinematics of Four-Bar Crank-Rocker Walking Mechanism* / V. Korendiy // *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*. – 2015. – Volume 1, Number 2. – pp. 21–34. 5. Корендій В.М. Аналіз можливостей оснащення крокуючого модуля на базі двох циклових рушіїв механізмами орієнтації та стабілізації вертикального положення / В.М. Корендій, О.С. Бушко, О.Ю. Качур, Р.Ю. Скрипник // *Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць*. – 2015. – Вип. 25.8. – С. 277–285. 6. Conghui Liang. *Operation Analysis of a One-DOF Pantograph Leg Mechanisms* / Conghui Liang, Marco Ceccarellia, Yukio Takeda // *Proceedings of the RAAD 2008*. – pp. 1–10. 7. Hiroaki Funabashi. *A Synthesis of Robotic Pantograph Mechanisms based on Working Spaces and Static Characteristic Charts* / Hiroaki Funabashi, Mikio Horie, Hiroshi Tachiya, Satoshi Tanio // *JSME International Journal*. – 1991. – Volume 34 (2). – pp. 239–244. 8. Conghui Liang. *Operation analysis of a Chebyshev-Pantograph leg mechanism for a single DOF biped robot* / Conghui Liang, Marco Ceccarellia, Yukio Takeda // *Frontiers of Mechanical Engineering*. – 2012. – Volume 7, Issue 4. – pp. 357–370. 9. Erika Ottaviano. *Kinematic and Dynamic Analyses of a Pantograph-Leg for a Biped Walking Machine* / Erika Ottaviano, Marco Ceccarelli, C. Tavolieri, Pablo Gonzalez-de-Santos // *Proceedings of the 7th International Conference CLAWAR 2004*. – pp. 561–568. 10. Кіницький Я.Т. *Теорія механізмів і машин* / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 659 с.