

СТРУКТУРНО-КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ КРОКУВАННЯ ЗА ЗАДАНОЮ ТРАЄКТОРІЄЮ РУХУ ОПОРНОЇ СТОПИ

© Корендій В. М., 2017

Розглянуто перспективи використання крокуючих рушіїв у мобільних робото-механічних системах. Синтезовано структуру кривошипно-повзунного механізму з метою забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи. Розглянуто питання кінематики кривошипно-повзунного механізму та виведено рівняння руху стопи. Задаючи значення довжини кроку і висоти підйому стопи, синтезовано геометричні параметри механізму крокування. Розглянуто результати кінематичного аналізу руху опорної стопи та обґрунтовано перспективи подальших досліджень за цією тематикою.

Ключові слова: крокуючий рушій, мобільна роботомеханічна система, кривошипно-повзунний механізм, геометричні параметри, кінематичний аналіз.

STRUCTURE AND KINEMATIC SYNTHESIS OF CRANK-AND-SLIDER WALKING MECHANISM IN ORDER TO ENSURE THE PRESCRIBED PATH OF SUPPORTING FOOT MOTION

The prospects of usage of walking drives in mobile robotic systems are overviewed. The structure of crank-and-slider mechanism was synthesized on order to ensure the prescribed motion path of the supporting foot. The problems of kinematics of crank-and-slider mechanism are considered and the equations of the supporting foot motion are deduced. The geometrical parameters of the walking mechanism are determined taking into account the advanced values of step length and foot raising height. 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.

Key words: walking drive, mobile robotic system, crank-and-slider mechanism, geometrical parameters, kinematic analysis.

Вступ. Крокуючий спосіб переміщення по пересічній місцевості є особливо актуальним у тих випадках, коли використання колісних або гусеничних рушіїв є неможливим або невиправданим з техніко-експлуатаційних причин [1–3]. Зокрема, крокуючі машини можуть ефективно використовуватися під час виконання технологічних операцій на ґрунтах із низькою несучою здатністю, у нафто- і газовидобувних галузях, під час впровадження нових ґрунтоощадних технологій у лісовому та сільському господарствах, для аварійно-рятувальних робіт у екстремальних умовах та ліквідації наслідків природних і техногенних катастроф, військових дій тощо [1–5].

Серед розмаїття крокуючих рушіїв з різними приводами та системами керування одними з найпростіших і найпоширеніших є циклові (шарнірно-важільні) механізми крокування. Вони забезпечують наперед задану траєкторію руху опорної стопи та істотно спрощують систему керування процесом руху машини [4; 5].

Постановка проблеми. Сьогодні існує велика кількість циклових крокуючих механізмів, які використовують у своїй структурі виключно обертові кінематичні пари [1–5]. Для забезпечення

достатньої прямолінійності траєкторії руху стопи у фазі контакту з опорною поверхнею такі механізми вимагають збільшення кількості рухомих ланок та, відповідно, шарнірних з'єднань, що негативно впливає на показники ефективності і надійності їхнього функціонування. Тому постає необхідність пошуку альтернативних компоновок крокуючих механізмів із використанням кривошипно-повзунних (зокрема, й пантографних) схем з одним ступенем свободи.

Забезпечення руху крокуючих машин по пересіченій місцевості передбачає необхідність подолання перешкод заданих розмірів. Останні зумовлюють геометричні параметри крокуючого рушія та силові параметри приводу. Проблеми створення простих і надійних механізмів крокування є сьогодні доволі актуальними та передбачають проведення структурно-кінематичного синтезу механізмів за заданою траєкторією руху опорної стопи.

Аналіз інформаційних джерел. Одна із найпопулярніших сфер досліджень кривошипно-повзунних механізмів пов'язана із їх синтезом з метою забезпечення необхідної траєкторії руху певної точки шатуна [6–11]. При цьому у багатьох випадках не ставиться за мету використання цих механізмів для забезпечення крокуючого способу переміщення [9, 10], адже таке завдання передбачає не тільки мінімізацію відхилення опорної точки від заданої траєкторії руху, але й забезпечення інших важливих умов руху, зокрема, стабілізації горизонтальної швидкості точки у фазі контакту з опорною поверхнею. В окремих роботах основна увага зосереджена на реалізації електронних систем керування рухом крокуючої машини з метою корегування закону руху привідного кривошипа [8]. У деяких публікаціях пропонується використання кількох керованих ступенів вільності з метою отримання заданих кінематичних параметрів руху [6, 11]. Також поширеними є роботи, пов'язані із безпосередньою розробкою мобільних робототехнічних систем різного технологічного призначення на основі готових крокуючих рушіїв [7]. Ця робота буде спрямована на обґрунтування можливостей реалізації найпростішого кривошипно-повзунного механізму з одним ступенем вільності з метою його використання як крокуючого рушія мобільних роботомеханічних систем.

Мета і завдання досліджень. Мета роботи полягає в обґрунтуванні геометричних параметрів кривошипно-повзунного крокуючого рушія з метою забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи, що зумовлена необхідністю подолання відповідних перешкод на шляху крокування.

Структурний синтез кривошипно-повзунного механізму крокування. Як вихідну структурну групу механізму крокування приймемо групу Ассура II класу II порядку II виду [12]. Тобто розглянемо стрижень 1, який шарнірно з'єднаний з повзуном 2 (рис. 1). Нехай точка *A* стрижня (точка приєднання опорної стопи крокуючого рушія) повинна рухатися за заданою траєкторією (рис. 1). Отже, на певній ділянці траєкторії, яку називатимемо опорною фазою, або фазою взаємодії стопи з опорною поверхнею, точка *A* повинна рухатися вздовж прямої лінії. Криволінійну вітру траєкторії називатимемо фазою переносу стопи.

За заданою траєкторією опорної точки *A* вдалося синтезувати траєкторію руху шарніра *B* повзуна 2 (рис. 1, 2). Для забезпечення цього руху можемо використати у приводі повзуна кривошипно-шатунний механізм, який складається із механізму I класу (кривошип 3 і стояк 0, що утворюють кінематичну пару V класу) та шатуна 4 (рис. 2). При цьому співвідношення між положенням стояка привідного механізму, крайніми положеннями повзуна та довжинами ланок 3 і 4 повинні задовольняти такі вимоги:

$$\begin{aligned} H_3 &= l_4 - l_3, \\ H_1 + H_2 + H_3 &= l_3 + l_4 \Rightarrow H_1 + H_2 = 2 \cdot l_3, \end{aligned} \quad (1)$$

де H_1 , H_2 , H_3 – відхилення шарніра *B* повзуна 2 у характерних точках траєкторії руху (рис. 2), які будуть визначені у процесі подальшого кінематичного аналізу механізму крокування; l_3 , l_4 – довжина кривошипа та шатуна привідного механізму, відповідно.

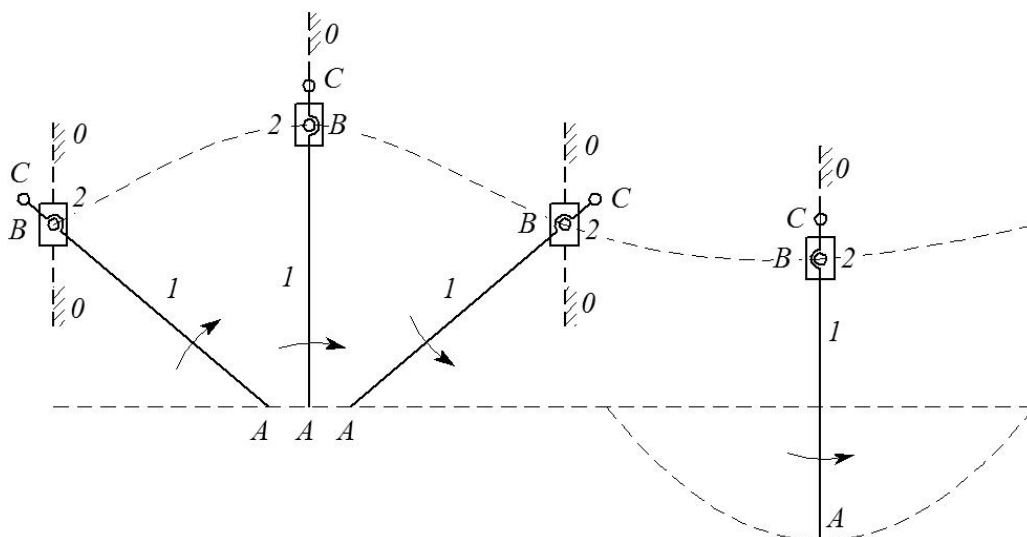


Рис. 1. Вихідна структурна група механізму крокування у різних положеннях упродовж одного кроку

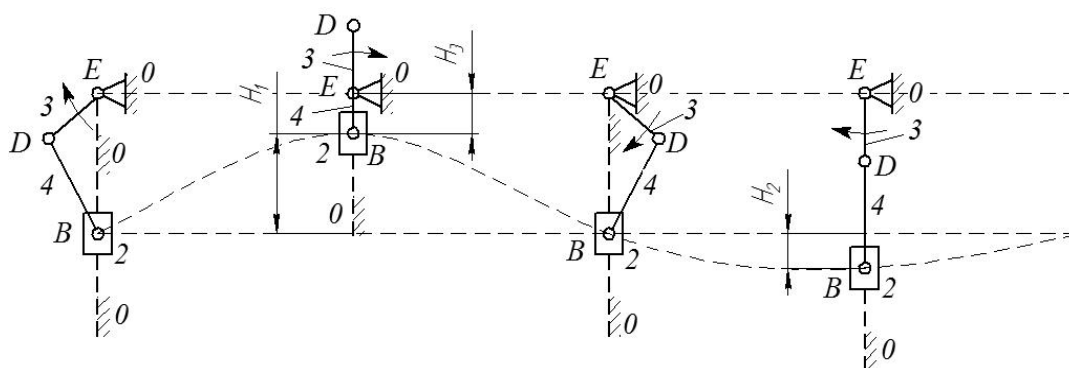


Рис. 2. Привідний механізм повзуна у різних положеннях упродовж одного кроку

Точка C шатуна 1 (рис. 1) упродовж 1 кроку переміщається з крайнього лівого у крайнє праве положення і повертається назад. Положення точки C визначається координатами повзуна 2 та кутовим відхиленням шатуна 1 від вертикалі. Тому для забезпечення необхідного кутового положення шатуна 1 упродовж одного кроку у приводі точки C використовуємо механізм I класу (кривошип 5 і стояк 0, що утворюють кінематичну пару V класу) (рис. 3). При цьому співвідношення між крайніми положеннями точки B та довжинами ланок 1 і 5 повинні задовольняти такі вимоги:

$$\begin{aligned} H_4 &= l_5 - l_1, \\ H_1 + H_2 - H_4 &= l_1 + l_5 \Rightarrow H_1 + H_2 = 2 \cdot l_5, \end{aligned} \quad (2)$$

де l_1 , l_5 – довжина ланки 1 і 5 (рис. 3), відповідно; H_1 , H_2 , H_4 – відхилення шарніра B у характерних точках траєкторії руху (рис. 3).

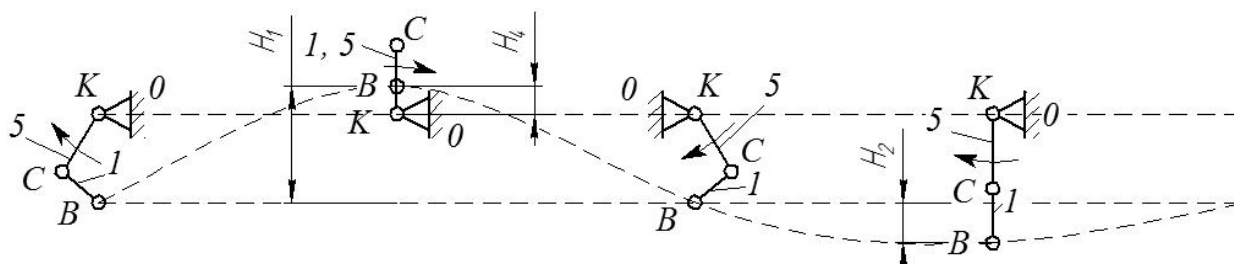


Рис. 3. Механізм зміни кутового відхилення шатуна у різних положеннях упродовж одного кроку

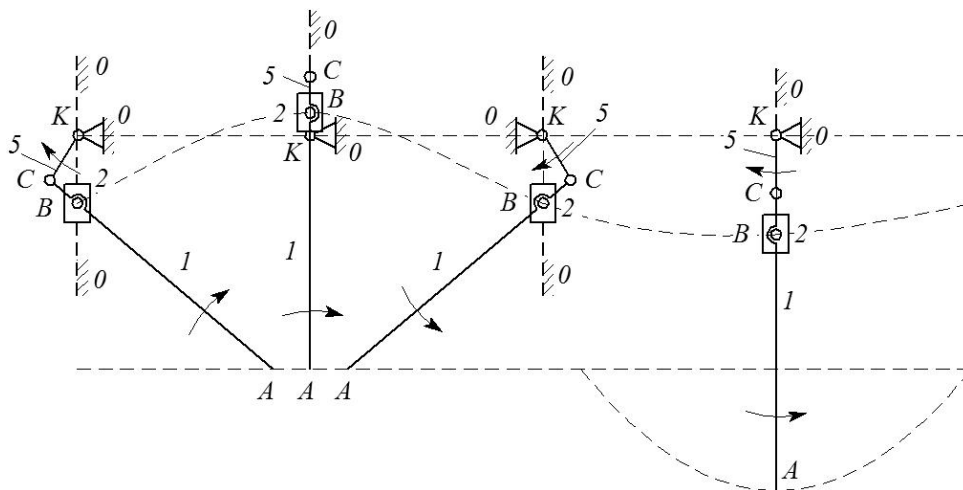


Рис. 4. Синтезована структурна схема кривошипно-повзунного механізму крокування у різних положеннях упродовж одного кроку

Отже, за результатами структурного синтезу можемо констатувати, що формули (2) фактично повністю повторюють формулу (1). Це означає, що використання двох окремих приводів для повзуна 2 і шатуна 1 не є доцільним. Отже, остаточну структурну схему кривошипно-повзунного механізму крокування показано на рис. 4. При цьому, як буде доведено нижче, на основі кінематичного синтезу, геометричні параметри механізму крокування будуть однозначно визначатися довжиною кроку і висотою підйому опорної стопи.

Кінематичний синтез кривошипно-повзунного механізму крокування за заданою траєкторією руху опорної стопи. Розглянемо кривошипно-повзунний механізм крокування з одним ступенем вільності, який приводиться у рух кривошипом KC (ланка 5). Прямокутну систему координат розмітимо у точці O , вісь Ox напрямимо вліво, вісь Oy – вниз. Як узагальнену координату приймемо кут j відхилення кривошипа від нижнього вертикального положення. Додатний напрямок руху кривошипа приймемо за годинниковою стрілкою. Траєкторію руху опорної точки A у цьому випадку можемо подати у параметричному вигляді:

$$\begin{aligned} x_A(j) &= -\frac{l_1}{l_2} \cdot l_5 \cdot \sin j; \\ y_A(j) &= l_5 \cdot \cos j + \left(1 + \frac{l_1}{l_2}\right) \cdot \sqrt{l_2^2 - l_5^2 \cdot \sin^2 j}, \end{aligned} \quad (4)$$

де l_1 , l_2 , l_5 – довжини ланок KC , CB і BA , відповідно.

У цій роботі буде розглянута задача кінематичного синтезу кривошипно-повзунного механізму крокування, яка полягає в обґрунтуванні геометричних розмірів ланок з метою забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи (довжини кроку і висоти підйому стопи).

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

$$\Delta_1 = \sum_{i=1}^N \sqrt{(x_{A_i} - x_i)^2 + (y_{A_i} - y_i)^2}, \quad (5)$$

де x_{A_i} , y_{A_i} – координати точки A в i -му положенні механізму, які можуть бути обчислені за формулами (4); x_i , y_i – координати точки на заданій кривій у тому самому i -му положенні механізму.

Отже, для розв'язання задачі синтезу кривошипно-повзунного механізму крокування необхідно мінімізувати функцію (5) для якомога більшої кількості положень механізму. Наприклад попередньо задамо 6 положень опорної точки A на теоретичній траєкторії її руху (рис. 5, таблиця), з урахуванням необхідної довжини кроку (300 мм) та висоти підйому стопи (400 мм). П'ять точок

визначатимуть прямолінійну траєкторію руху стопи у фазі контакту з опорною поверхнею, а шоста – максимальну висоту підйому стопи у фазі переносу (таблиця).

Вхідні параметри синтезу (координати 6 положень опорної точки A)

$j_i, ^\circ$	90	135	180	225	270	360
$x_i, \text{мм}$	-150	-75	0	75	150	0
$y_i, \text{мм}$	130	130	130	130	130	530

Підставляючи почергово у рівняння (5) задані у таблиці координати опорної точки A та використавши у програмному продукті MathCAD функцію пошуку локального мінімуму Minimize (Δ_1, l_1, l_2, l_5), отримаємо такі значення невідомих параметрів: $l_1 = 165 \text{ мм}$, $l_2 = 193 \text{ мм}$, $l_5 = 175 \text{ мм}$. Траєкторією руху опорної стопи кривошипно-повзунного механізму крокування із зазначеними геометричними параметрами показано на рис. 5.

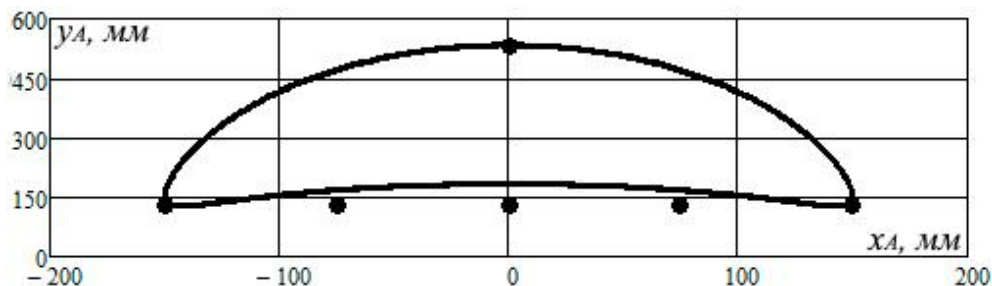


Рис. 5. Координати п'яти заданих положень опорної точки та синтезована траєкторія її руху

Необхідно зазначити, що точність визначення невідомих параметрів механізму буде тим вища, чим більшу кількість точок на теоретичній траєкторії руху опорної стопи A буде задано та чим точніше будуть встановлені 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.

Аналіз кінематики руху опорної стопи кривошипно-повзунного механізму крокування та перспективи подальших досліджень. Розглянувши траєкторію руху опорної стопи кривошипно-повзунного механізму крокування (рис. 5), можемо констатувати, що “просідання” корпусу машини (тобто відстань між крайніми верхнім і нижнім положеннями опорної точки A у фазі контакту з опорною поверхнею) не перевищує 33 мм та зумовлює обмеження енергетичних затрат на періодичне піднімання/опускання корпусу машини у процесі руху. При цьому висота підйому стопи дорівнює 400 мм, а довжина кроку – 300 мм, тобто усі вхідні умови кінематичного синтезу – задовольняються. Тривалість фази контакту приблизно у 2 рази перевищує тривалість фази переносу, що уможливлює поліпшити статичну стійкість крокуючої машини, оскільки збільшується тривалість одночасного контакту кількох стоп з опорною поверхнею.

З іншого боку, одночасне перебування кількох стоп у фазі контакту вимагає стабілізації горизонтальної складової швидкості відповідних опорних точок. Значна різниця між горизонтальними швидкостями кількох стоп у фазі контакту може призвести до пробуксовування крокуючого рушія, зміни траєкторії руху машини чи навіть до поламки окремих елементів. Наявність значних горизонтальних пришвидшень у фазі контакту стопи з опорною поверхнею також зумовить збільшення енергетичних втрат на періодичний розгін/гальмування корпусу машини під час руху. Підставляючи синтезовані параметри механізму крокування у рівняння (4) та знайшовши відповідні похідні за кутом повороту привідного кривошипа, побудуємо графічні залежності горизонтальних переміщення, швидкості і пришвидшення опорної точки A від кута j , вважаючи, що $j = \omega \cdot t$, а кутова швидкість обертання привідного кривошипа $\omega = 1 \text{ рад/с}$ (рис. 6).

Аналізуючи отримані графічні залежності, можемо констатувати періодичні зміни горизонтальних швидкості і пришвидшення опорної точки A . Зокрема, швидкість V_{Ax} упродовж одного кроку ($j = 90^\circ \dots 270^\circ$) змінюється від 0 до 0,15 м/с, а пришвидшення – від 0,15 м/с² до -0,15 м/с². Це зумовлює необхідність забезпечення рівності тривалостей обох фаз руху стопи з метою унеможливлення одночасного контакту кількох стоп з опорною поверхнею або проведення подальшої процедури оптимізації параметрів механізму крокування. Отже, на подальших етапах досліджень буде проведена оптимізація геометричних параметрів кривошипно-повзунного механізму крокування, яка полягатиме у необхідності забезпечення рівності нулю горизонтального пришвидшення опорної точки A у фазі контакту стопи з опорною поверхнею. У такому разі вираз цільової функції доповниться ще одним компонентом:

$$\Delta_2 = \sum_{i=1}^P \left| \frac{\partial^2 x_A(j_i)}{\partial j_i^2} \right|, \quad (6)$$

а сама функція матиме такий вигляд:

$$\Delta = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 = k_1 \cdot \sum_{i=1}^N \sqrt{(x_{A_i} - x_i)^2 + (y_{A_i} - y_i)^2} + k_2 \cdot \sum_{i=1}^P \left| \frac{\partial^2 x_A(j_i)}{\partial j_i^2} \right|, \quad (7)$$

де P – загальна кількість заданих положень опорної точки A , які визначають прямолінійну траєкторію її руху у фазі контакту з опорною поверхнею; k_1, k_2 – вагові коефіцієнти кожного з критеріїв оптимізації, які задовольняють такі умови: $k_1 = \overline{0,1}$, $k_2 = \overline{0,1}$, $k_1 + k_2 = 1$.

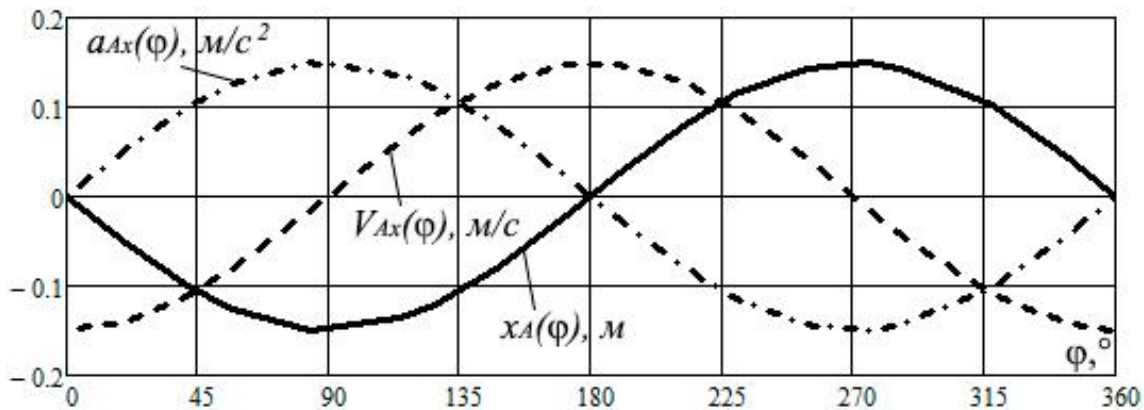


Рис. 6. Залежності кінематичних параметрів руху опорної точки A (абсциси x_A , горизонтальної швидкості V_{Ax} , горизонтального пришвидшення a_{Ax}) від кута повороту кривошипа φ

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.

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 стосовно опорної поверхні під час її руху необхідно дослідити вплив кожного з геометричних параметрів механізму крокування на зазначені величини та обґрунтувати засоби їх керованої зміни (наприклад, зміни довжини однієї з ланок механізму під час руху). Статична стійкість крокуючої машини передбачає необхідність максимізації часу контакту стопи з опорною поверхнею і обмеження тривалості фази переносу стопи [4, 5] та зумовлює необхідність введення ще одного критерію оптимізації в отриману вище цільову функцію. Зміну напрямку руху крокуючої машини можна забезпечити за рахунок зміни 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 руху крокуючої машини; ефективного зрівноваження (балансування) крокуючого рушія для обмеження інерційних навантажень на його елементи; рекуперації енергії у процесах піднімання й опускання стопи тощо) потребують детальнішого дослідження та будуть висвітлені у подальших роботах.

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

За результатами структурного синтезу як механізм крокування запропоновано кривошипно-повзунний механізм з одним ступенем свободи, побудований на основі групи Ассура II класу II порядку II виду. Розглянуто питання кінематики кривошипно-повзунного механізму та виведено рівняння руху опорної стопи (4). Синтезовано геометричні параметри механізму крокування з метою забезпечення заданої траєкторії руху опорної стопи, зокрема, довжини кроку та висоти підйому стопи: $l_1 = 165 \text{ мм}$, $l_2 = 193 \text{ мм}$, $l_5 = 175 \text{ мм}$. За результати кінематичного аналізу руху опорної стопи синтезованого механізму зроблено висновки про задовільну прямолінійність траєкторії руху стопи у фазі контакту з опорною поверхнею (прогин траєкторії – 33 мм) із повною відповідністю заданої довжини кроку (300 мм) та висоти підйому стопи (400 мм).

Обґрунтовано перспективи подальших досліджень за цією тематикою, які передбачають необхідність стабілізації горизонтальної швидкості стопи у фазі контакту з опорною поверхнею та врахування експлуатаційних характеристик крокуючої машини у 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 p.
2. Shin-Min Song. *Machines That Walk: The Adaptive Suspension Vehicle* / Shin-Min Song, Kenneth J. Waldron. – Cambridge (MA, USA): MIT Press, 1989. – 314 p.
3. Mark E. Rosheim. *Robot Evolution: The Development of Anthrobotics* / Mark E. Rosheim. – New York: John Wiley & Sons, 1994. – 423 p.
4. Korendiy V. *Analysis of Structure and Kinematics of Four-Bar Crank-Rocker Walking Mechanism* / V. Korendiy // *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*. – 2015. – Vol. 1, No. 2. – P. 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*: зб. наук.-техн. пр. – 2015. – Вип. 25.8. – С. 277–285.
6. Funabashi H., Horie M., Tachiya H., Tanio S. *A synthesis of robotic pantograph mechanisms based on working spaces and static characteristics charts* // *JSME International Journal, Series III*. – 1991. – 34 (2). – P. 239–244.
7. Lau S. C., Othman W. A. F. W., Bakar E. A. *Development of slider-crank based pole climbing robot* // *2013 IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering*. – Mindeb, 2013. – P. 471–476.
8. Zhou H., Cheung E. H. M. *Optimal synthesis of crank-rocker linkages for path generation using the orientation structural error of the fixed link* // *Mech. Mach. Theory*. – 2001. – 36. – P. 973–982.
9. Figliolini Giorgio, Pierluigi Rea, Marco Conte. *Design Flow-Chart of Slider-Crank Mechanisms and Applications* // *Proceedings del XIX Congresso Nazionale dell'Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata (AIMETA'09)*. – Ancona, 2009. – P. 1–10.
10. Hroncová D., Frankovský P., Bettes G. *Kinematical Analysis of Crank Slider Mechanism with Graphical Method and by Computer Simulation* // *American Journal of Mechanical Engineering*. – 2016. – Vol. 4, No. 7. – P. 329–343.
11. Song Soh G., Ying F. *Motion Generation of Planar Six- and Eight-Bar Slider Mechanisms as Constrained Robotic Systems*. – *ASME Journal of Mechanisms and Robotics*. – 2015. – 7(3). – P. 031018–031018-8.
12. Кіницький Я. Т. *Теорія механізмів і машин* / Я. Т. Кіницький. – К.: Наук. думка, 2002. – 659 с.