

УДК 621.865

В. М. Корендій, О. С. Бушко, О. Ю. Качур, Р. Ю. Скрипник  
 Національний університет “Львівська політехніка”,  
 кафедра механіки та автоматизації машинобудування

## РОЗРОБЛЕННЯ КРОКУЮЧОГО МОДУЛЯ НА ОСНОВІ ДВОХ ЦИКЛОВИХ РУШІЇВ

© Корендій В. М., Бушко О. С., Качур О. Ю., Скрипник Р. Ю., 2015

*Розглянуто найпростішу схему циклового (важільного) механізму крокування. Запропоновано принципову схему крокуючого модуля з двома цикловими рушіями та проаналізовано його особливості функціонування. Проведено структурно-кінематичний аналіз механізму крокування. На основі вихідних даних (довжини кроку та висоти піднімання опорної стопи) встановлено геометричні параметри циклових (важільних) рушіїв та запропоновано конструктивне виконання крокуючого модуля.  
 Ключові слова: крокуючий модуль, цикловий рушії, механізм крокування.*

*The simplest scheme of cyclic (lever) walking mechanism is considered. Principal scheme of the walking module with two cyclic drives is propounded and its operating features are analyzed. Structural and kinematic analysis of the walking mechanism is conducted. Based on output data (step length and height of supporting foot lifting) geometric parameters of cyclic (lever) drives are calculated and the constructive realization of the walking module is propounded.  
 Key words: walking module, cyclic drive, walking mechanism.*

**Вступ.** У процесі експлуатації наземних транспортних засобів нерідко відбуваються проблеми, пов'язані з необхідністю переміщатися по пересіченій місцевості, не пристосованій для руху колісних чи гусеничних рушіїв. Це стосується місцевостей із низькою несучою здатністю ґрунтового покриття або із значними нерівностями опорної поверхні. Тому однією з найголовніших сфер використання крокуючих машин є виконання транспортно-технологічних операцій в умовах бездоріжжя. Вони можуть використовуватися у найрізноманітніших випадках: у нафто- і газовидобувних галузях; при впровадженні нових ґрунтоощадних технологій у лісовому та сільському господарстві; під час аварійно-рятувальних робіт в екстремальних умовах; в процесі ліквідації наслідків природних і техногенних катастроф [1–5]. Відомі розробки крокуючих машин для виконання ремонтно-відновлювальних робіт на очисних спорудах промислових підприємств, для дослідження поверхонь інших планет тощо [5–7]. Отже, крокуючі машини можуть використовуватися під час розв'язування доволі широкого класу технологічних задач, а тому їх дослідження і подальше удосконалення є актуальним завданням сучасності.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Переважна більшість сучасних мобільних (крокуючих) робототехнічних систем оснащена різними модифікаціями пантографних або інсектоморфних рушіїв (рис. 1, а, б), зважаючи на низку переваг кожного з них [1, 3, 5, 6]. Основним недоліком інсектоморфних рушіїв (рис. 1, б) є підвищене енергоспоживання, зумовлене необхідністю підтримувати вагу машини. За низьких швидкостей руху енергозатрати на підтримування машини можуть бути значно більшими, ніж усі решта разом узяті втрати енергії. Підтримування ваги завдяки двигунам у шарнірах ніг навіть на рівній поверхні істотно знижує енергетичну ефективність крокуючих машин з інсектоморфними рушіями [5]. Недоліками пантографного механізму крокування (рис. 1, б) є порівняно великі габарити ніг з двома і більше ступенями свободи, складність конструктивної реалізації ноги, зумовлена наявністю поступальних кінематичних пар та необхідністю змінювати орієнтацію площин крокування для здійснення повороту [5].

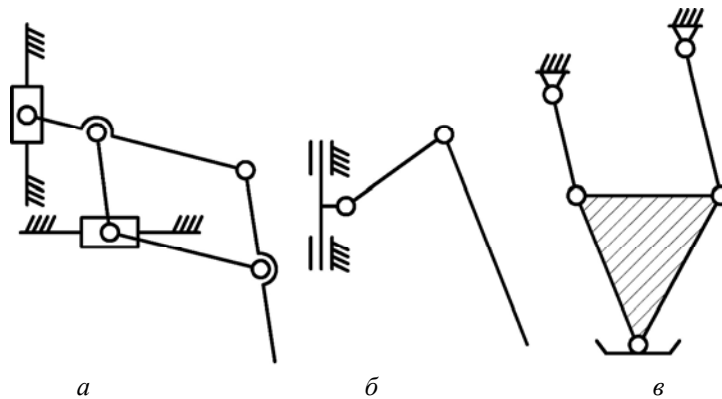


Рис. 1. Схеми крокуючих рушіїв: а – пантографна; б – інсектоморфна; в – циклова

Упродовж останніх десятиліть дослідники та інженери багато уваги приділяли крокуючим машинам, виконаним на основі жорстких важільних систем, зокрема, з використанням циклових механізмів (рис. 1, в) [1, 5, 8]. Такі рушії забезпечують наперед визначену траєкторію руху опори і характеризуються тим, що як механізм крокування у них використовується готовий механічний перетворювач або новий механізм, синтезований за вибраною траєкторією руху опори. До переваг циклових крокуючих рушіїв також можна зараховувати простоту та надійність конструкції ніг і приводів, адже такі механізми вимагають лише одного ступення свободи.

Наявні сьогодні конструкції мобільних робототехнічних систем оснащені щонайменше чотирма цикловими крокуючими механізмами. Це зумовлено необхідністю забезпечення статичної стійкості крокуючої машини [1, 3, 5, 6]. При цьому у сучасних інформаційних джерелах мало уваги приділено можливостям “модульного” конструювання таких систем, яке передбачає створення “стандартного” крокуючого модуля з двома рушіями і компонування крокуючої машини довільною кількістю модулів залежно від техніко-експлуатаційних вимог споживачів [2, 4, 6].

**Формулювання цілей роботи** Розглянути найпростіші схеми циклових (важільних) рушіїв. Провести структурно-кінематичний аналіз чотириланкового механізму крокування. На основі вихідних даних (довжини кроку та висоти піднімання опорної стопи) встановити геометричні параметри крокуючого рушія та запропонувати конструктивне виконання крокуючого модуля.

**Виклад основного матеріалу.** Крокуючі машини на основі циклових (важільних) рушіїв мають низку недоліків, зумовлених безпосередньо самим способом переміщення [5]. Тому постійно проводяться дослідження, спрямовані на удосконалення існуючих механізмів крокування з метою покращення можливостей адаптації машини до нерівностей опорної поверхні, підвищення профільної прохідності та маневреності, забезпечення переміщення машини у довільному напрямку, поворотів на місці, можливості роботи на ґрунтах із низькою несучою здатністю, керування опорними реакціями та стабілізації положення корпусу під час руху.

Розглянемо три найпростіші крокуючі механізми циклового (важільного) типу: чотириланковий, чотириланковий з можливістю зміни положення осі коромисла та шестиланковий, принципові схеми яких показано на рис. 2 [8].

Рух усіх механізмів відбувається за рахунок обертання ланки 1 (кривошипа). Шарніри  $O$  та  $O_1$  встановлюються на рамі машини. Ланка 2 (коромисло) здійснює зворотно-обертальний (гойдальний) рух і виконує роль опорного елемента. Інші ланки (шатуни 3) механізмів знаходяться у плоскопаралельному русі та можуть використовуватися як для приведення у рух стопи, так і для забезпечення опори машини. До шарніра  $H$  приєднується стопа, яка взаємодіє з опорною поверхнею, якою рухається крокуючий рушії. Як уже зазначалося, у другому механізмі забезпечена можливість зміни положення осі повороту коромисла 2 з метою регулювання довжини кроку і висоти піднімання стопи. Шестиланкові механізми крокування використовуються

переважно для підвищення плавності руху машини. Однак значна кількість шарнірних з'єднань зумовлює погіршення надійності конструкції та підвищення експлуатаційних витрат. Тому зупинимось на чотириланковому важільному рушії (рис. 2).

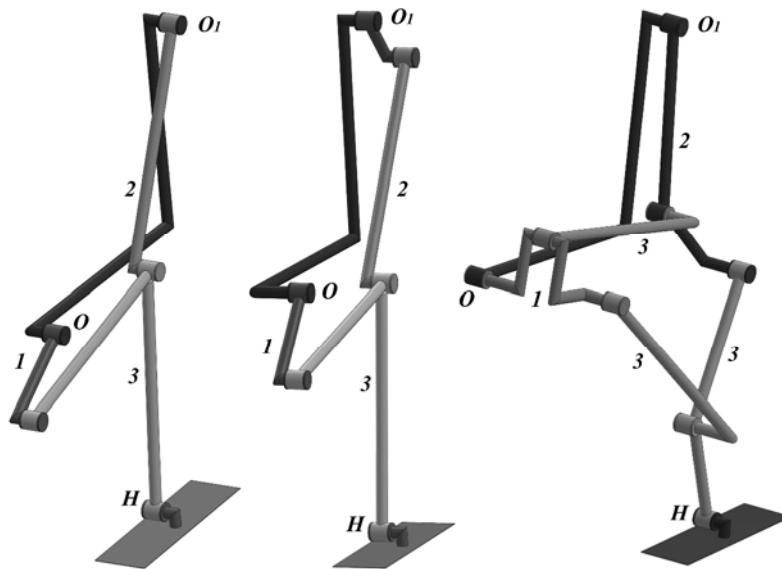


Рис. 2. Принципові схеми циклових (важільних) механізмів крокування

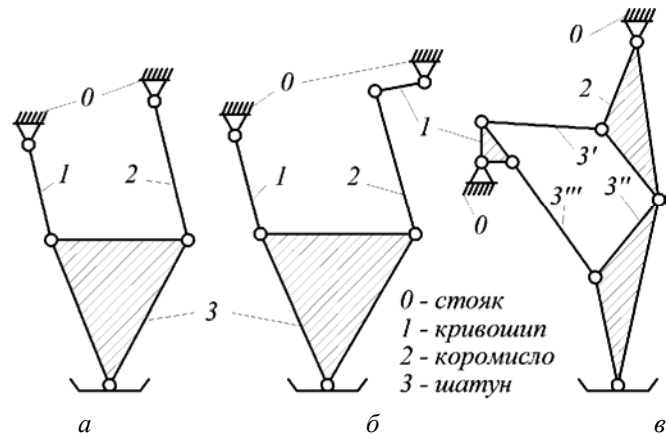
Траєкторія руху стопи залежить від геометричних параметрів рами машини та елементів крокуючого рушія. Тому для забезпечення наперед заданих параметрів руху (швидкості переміщення, довжини кроку, висоти піднімання стопи тощо) у подальших етапах досліджень буде проведений структурно-кінематичний аналіз чотириланкового механізму крокування та обґрунтовані його геометричні параметри.

На рис. 3 зображені різні структурні схеми циклових крокуючих рушіїв, побудованих на основі плоских чотири- та шестиланкових механізмів (рис. 2). Кількість рухомих ланок для кожного з механізмів відповідно дорівнює  $n_a = 3$ ,  $n_b = 4$ ,  $n_c = 5$ , а кількість однорухомих (обертальних) кінематичних пар –  $p_{5a} = 4$ ,  $p_{5b} = 5$ ,  $p_{5c} = 7$ . Вищих кінематичних пар у вказаних механізмах крокування немає, тобто  $p_4 = 0$ . Ступінь свободи кожного з механізмів крокування можна визначити за формулою Чебишева [8] (рис. 3, а, б та в):

$$\begin{aligned} W &= 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 : \\ W &= 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1; \\ W &= 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2; \\ W &= 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1. \end{aligned} \quad (1)$$

Зважаючи на той факт, що один із ступенів свободи у механізмі крокування, зображеному на рис. 3, б, призначений для забезпечення певного фіксованого (сталого) положення осі коромисла 2 з метою зміни довжини кроку та висоти піднімання стопи, то можемо констатувати, що кожен із розглянутих механізмів крокування має один ступінь свободи, а отже, й одну вхідну ланку та одну незалежну координату, яка однозначно визначає положення усіх решта ланок механізмів. Прийнемо як вхідну ланку для усіх механізмів кривошип 1 з віссю обертання  $O$  (рис. 4). Тоді як узагальнена координата виступатиме кут  $\varphi$  відхилення кривошипа від горизонтальної осі, напрямленої з точки  $O$  вправо (рис. 4). Додатний напрям відліку кута  $\varphi$  скерований проти руху годинникової стрілки.

Рис. 3. Структурні схеми циклових (важільних) механізмів крокування



З метою вибору раціонального методу подальшого кінематичного аналізу розглянутих механізмів крокування (рис. 3) розкладемо їх на групи Асура та запишемо структурні формули (формули будови) кожного з них (рис. 3, а, б та в):

$$\begin{aligned}
 & I(\text{стойк } 0, \text{ кривошип } 1) \rightarrow II(\text{шатун } 3, \text{ коромисло } 2); \\
 & I(\text{стойк } 0, \text{ кривошип } 1) \begin{cases} \rightarrow II(\text{шатун } 3', \text{ коромисло } 2); \\ \rightarrow II(\text{шатун } 3'', \text{ коромисло } 3'''). \end{cases} \quad (2)
 \end{aligned}$$

За результатами структурного аналізу можемо констатувати, що механізми крокування, показані на рис. 3, а, б, це шарнірні чотириланкові кривошипно-коромислові механізми II класу (з однією структурною групою I класу та однією – II порядку I виду), а механізм, показаний на рис. 3, в, – шестиланковий механізм II класу (із однією структурною групою I класу та двома – II порядку I виду).

Кінематичний аналіз механізмів крокування проводитимемо за допомогою аналітичного методу замкнених векторних контурів та програмного продукту Mathematica. Кінематичну схему чотириланкового механізму крокування показано на рис. 4. Введемо нерухому декартову систему координат  $Oxz$ , яка пов'язана із корпусом машини. Початок координат – точку  $O$  – розмістимо на осі обертання кривошипа 1. Коромисло 2 здійснює зворотно-обертальний (гойдальний) рух навколо осі  $O_1$ . Шатун механізму, здійснюючи плоскопаралельний рух, конструктивно виконаний у вигляді криволінійного важеля  $KLH$ . Частина 3 важеля з'єднує кривошип 1 і коромисло 2 та забезпечує функції шатуна у механізмі, а частина 4 призначена для винесення опорної точки  $H$  за габарити машини і називається опорною частиною. Кут між частинами 3 і 4 шатуна позначимо символом  $\beta$ . У точці  $H$  до опорної частини 4 шарнірно приєднана ланка 5 – стопа. Ступінь свободи в шарнірі  $H$  є некерованим і використовується для самоадаптації стопи до нерівностей опорної поверхні. Довжини ланок позначимо  $l_i$ , де  $i$  – номер ланки.

Координати точки  $K$ , яка належить кривошипу  $OK$  чотириланкового механізму крокування (рис. 4), можна знайти за такими формулами:

$$x_K = l_1 \cdot \cos(\varphi), \quad z_K = l_1 \cdot \sin(\varphi). \quad (3)$$

Координати шарніра  $L$ , який з'єднує шатун 3 і коромисло 2, можна знайти, розв'язавши систему двох рівнянь з двома невідомими кутами –  $\gamma_2$  і  $\gamma_3$ :

$$\begin{aligned}
 x_L &= x_K + l_3 \cdot \cos(\gamma_3) = x_{O_1} - l_2 \cdot \cos(\gamma_2); \\
 z_L &= z_K + l_3 \cdot \sin(\gamma_3) = z_{O_1} - l_2 \cdot \sin(\gamma_2).
 \end{aligned} \quad (4)$$

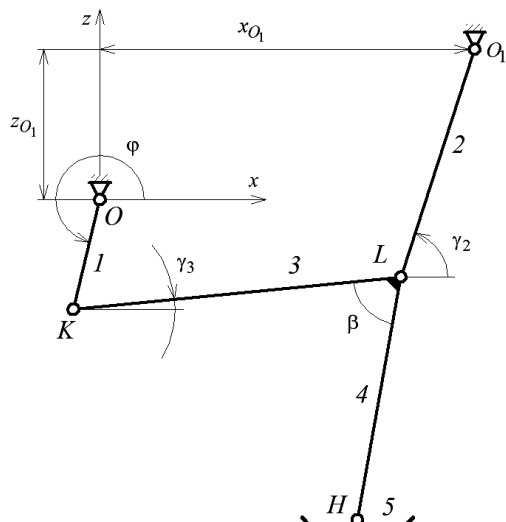


Рис. 4. Кінематична схема чотириланкового механізму крокування

Розв'язавши систему рівнянь (4) щодо невідомих  $\gamma_2$  і  $\gamma_3$  у програмному продукті Mathematica, отримаємо:

$$\gamma_2 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{2 \cdot l_2 \cdot z_{O_1} - 2 \cdot l_2 \cdot z_K + \sqrt{[(l_2 + l_3)^2 - (x_K - x_{O_1})^2 - (z_K - z_{O_1})^2]} \times \sqrt{[(x_K - x_{O_1})^2 + (z_K - z_{O_1})^2 - (l_2 - l_3)^2]}}{(l_2 - x_K + x_{O_1})^2 - l_3^2 + (z_K - z_{O_1})^2} \right]; \quad (5)$$

$$\gamma_3 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{2 \cdot l_3 \cdot z_{O_1} - 2 \cdot l_3 \cdot z_K + \sqrt{[(l_2 + l_3)^2 - (x_K - x_{O_1})^2 - (z_K - z_{O_1})^2]} \times \sqrt{[(x_K - x_{O_1})^2 + (z_K - z_{O_1})^2 - (l_2 - l_3)^2]}}{(l_3 - x_K + x_{O_1})^2 - l_2^2 + (z_K - z_{O_1})^2} \right].$$

Підставивши отримані значення з формул (5) у рівняння (4) з урахуванням рівнянь (3), можна знайти координати шарніра  $L$ . Тоді координати опорної точки  $H$ , яка з'єднує шатун 4 зі ступою 5, подамо у такому вигляді:

$$x_H = x_L - l_4 \cdot \cos(\gamma_3 + \beta) = x_{O_1} - l_2 \cdot \cos(\gamma_2) - l_4 \cdot \cos(\gamma_3 + \beta); \quad (6)$$

$$z_H = z_L - l_4 \cdot \sin(\gamma_3 + \beta) = z_{O_1} - l_2 \cdot \sin(\gamma_2) - l_4 \cdot \sin(\gamma_3 + \beta).$$

Система (6) – це рівняння траєкторії руху опорної точки  $H$  у параметричній формі залежно від кута повороту кривошипа 1 (рис. 6). Для знаходження горизонтальної і вертикальної складових швидкості руху опорної точки необхідно продиференціювати вирази (6) за часом з урахуванням того, що кут положення кривошипа є функцією часу  $\varphi = \varphi(t)$ . У зв'язку з громіздкими виразами, отриманими в результаті диференціювання (6) у програмному продукті Mathematica, у цій роботі наводити не будемо.

Кінематичну схему шестиланкового механізму крокування показано на рис. 5. Введемо нерухому декартову систему координат  $Oxz$ , яка пов'язана із корпусом машини. Початок координат – точку  $O$  – розмістимо на осі обертання кривошипа  $BON$ . Коромисло  $O_1MD$ ,

конструктивно виконане у вигляді криволінійного важеля, здійснює зворотно-обертальний (гойдальний) рух навколо осі  $O_1$ . Функцію шатунів у механізмі виконують стрижні  $BM$  і  $NA$ , які з'єднують кривошип  $BON$  з коромислом  $O_1MD$  та важелем  $DAH$ , здійснюють плоскопаралельний рух та конструктивно виконані у вигляді прямолінійних важелів. Важіль (шатун)  $DAH$  призначений для винесення опорної точки  $H$  за габарити машини. Він називається опорною частиною.

Кут між частинами  $O_1M$  і  $MD$  коромисла  $O_1MD$  позначимо символом  $\beta_1$  (рис. 5), кут між частинами  $DA$  і  $AH$  шатуна  $DAH$  – символом  $\beta_2$ . У точці  $H$  до опорної частини  $DAH$  шарнірно приєднана стопа. Ступінь свободи у шарнірі  $H$  є некерованим і використовується для самоадаптації стопи до нерівностей опорної поверхні. Довжини ланок позначимо  $l_{ij}$ , де  $i, j$  – літери, які відображають відповідну ланку (рис. 5).

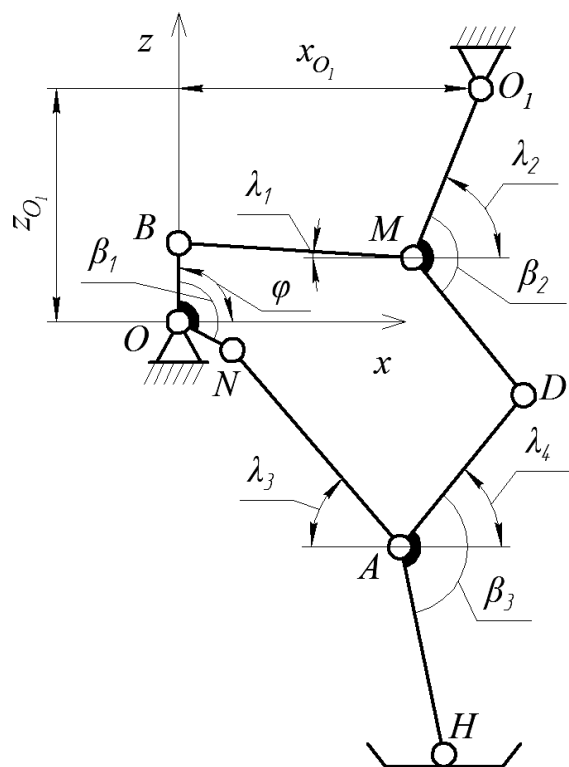


Рис. 5. Кінематична схема шестиланкового механізму крокування

Координати точок  $B$  і  $N$ , які належать до кривошипа  $BON$  шестиланкового механізму крокування (рис. 5), можна знайти за такими формулами:

$$\begin{aligned} x_B &= l_{OB} \cdot \cos(\varphi), & z_B &= l_{OB} \cdot \sin(\varphi); \\ x_N &= l_{ON} \cdot \cos(\varphi - \beta_1), & z_N &= l_{ON} \cdot \sin(\varphi - \beta_1). \end{aligned} \quad (7)$$

Координати шарніра  $M$ , який з'єднує шатун  $BM$  і коромисло  $O_1MD$ , можна знайти, розв'язавши систему двох рівнянь з двома невідомими кутами  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$ :

$$\begin{aligned} x_M &= x_B + l_{BM} \cdot \cos(\lambda_1) = x_{O_1} - l_{O_1M} \cdot \cos(\lambda_2); \\ z_M &= z_B + l_{BM} \cdot \sin(\lambda_1) = z_{O_1} - l_{O_1M} \cdot \sin(\lambda_2). \end{aligned} \quad (8)$$

Розв'язавши систему рівнянь (8) щодо невідомих  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  у програмному продукті Mathematica, отримаємо:

$$\lambda_1 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{\left[ \begin{array}{l} 2 \cdot l_{BM} \cdot z_{O_1} - \\ -2 \cdot l_{BM} \cdot z_B \end{array} \right] + \sqrt{\left[ (l_{O_1M} + l_{BM})^2 - (x_B - x_{O_1})^2 - (z_B - z_{O_1})^2 \right] \times \left[ (x_B - x_{O_1})^2 + (z_B - z_{O_1})^2 - (l_{O_1M} - l_{BM})^2 \right]}}{(l_{BM} - x_B + x_{O_1})^2 - l_{O_1M}^2 + (z_B - z_{O_1})^2} \right];$$

$$\lambda_2 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{\left[ \begin{array}{l} 2 \cdot l_{O_1M} \cdot z_{O_1} - \\ -2 \cdot l_{O_1M} \cdot z_B \end{array} \right] + \sqrt{\left[ (l_{O_1M} + l_{BM})^2 - (x_B - x_{O_1})^2 - (z_B - z_{O_1})^2 \right] \times \left[ (x_B - x_{O_1})^2 + (z_B - z_{O_1})^2 - (l_{O_1M} - l_{BM})^2 \right]}}{(l_{O_1M} - x_B + x_{O_1})^2 - l_{BM}^2 + (z_B - z_{O_1})^2} \right].$$
(9)

Підставляючи отримані значення з формул (9) у рівняння (8) з урахуванням рівнянь (7), можна знайти координати шарніра  $M$ . Тоді координати шарніра  $D$ , який з'єднує шатун  $O_1MD$  з опорним важелем  $DAH$ , подамо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} x_D &= x_M + l_{MD} \cdot \cos(\lambda_2 - \beta_2); \\ z_D &= z_M + l_{MD} \cdot \sin(\lambda_2 - \beta_2). \end{aligned}$$
(10)

Координати шарніра  $A$ , який з'єднує шатун  $NA$  і опорний важіль  $DAH$ , знайдемо, розв'язавши систему двох рівнянь з двома невідомими кутами  $\lambda_3$  і  $\lambda_4$ :

$$\begin{aligned} x_A &= x_N + l_{NA} \cdot \cos(\lambda_3) = x_D - l_{DA} \cdot \cos(\lambda_4); \\ z_A &= z_N - l_{NA} \cdot \sin(\lambda_3) = z_D - l_{DA} \cdot \sin(\lambda_4). \end{aligned}$$
(11)

Розв'язавши систему рівнянь (1.13) щодо невідомих  $\lambda_3$  і  $\lambda_4$  у програмному продукті Mathematica, отримаємо

$$\lambda_3 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{2 \cdot l_{NA} \cdot z_N - 2 \cdot l_{NA} \cdot z_D + \sqrt{\left[ (l_{NA} + l_{DA})^2 - (x_N - x_D)^2 - (z_N - z_D)^2 \right] \times \left[ (x_N - x_D)^2 + (z_N - z_D)^2 - (l_{NA} - l_{DA})^2 \right]}}{(l_{NA} - x_N + x_D)^2 - l_{DA}^2 + (z_N - z_D)^2} \right];$$

$$\lambda_4 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{2 \cdot l_{DA} \cdot z_D - 2 \cdot l_{DA} \cdot z_N + \sqrt{\left[ (l_{NA} + l_{DA})^2 - (x_N - x_D)^2 - (z_N - z_D)^2 \right] \times \left[ (x_N - x_D)^2 + (z_N - z_D)^2 - (l_{NA} - l_{DA})^2 \right]}}{(l_{NA} - x_N + x_D)^2 - l_{NA}^2 + (z_N - z_D)^2} \right].$$
(12)

Підставляючи отримані значення з формул (12) у рівняння (11) з урахуванням (10), (9) та (7), можна знайти координати шарніра  $M$ . Тоді координати опорної точки  $H$ , яка з'єднує опорний важіль  $DAH$  зі ступою, подамо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} x_H &= x_A + l_{AH} \cdot \cos(\lambda_4 - \beta) = x_N + l_{NA} \cdot \cos(\lambda_3) + l_{AH} \cdot \cos(\lambda_4 - \beta) = \\ &= l_{ON} \cdot \cos(j - \beta_1) + l_{NA} \cdot \cos(\lambda_3) + l_{AH} \cdot \cos(\lambda_4 - \beta), \\ z_H &= z_A + l_{AH} \cdot \sin(\lambda_4 - \beta) = z_N - l_{NA} \cdot \sin(\lambda_3) + l_{AH} \cdot \sin(\lambda_4 - \beta) = \\ &= l_{ON} \cdot \sin(j - \beta_1) - l_{NA} \cdot \sin(\lambda_3) + l_{AH} \cdot \sin(\lambda_4 - \beta). \end{aligned}$$
(13)

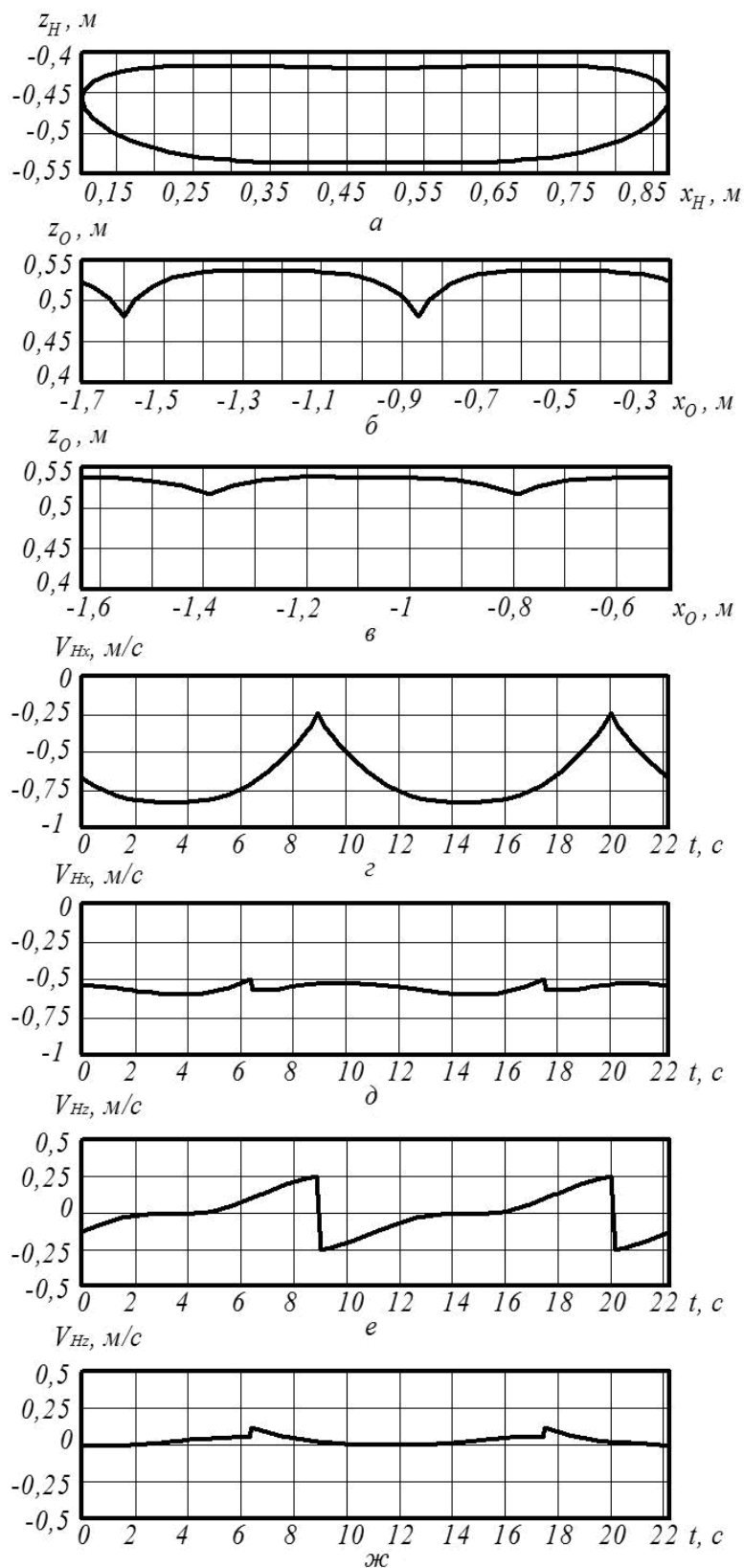


Рис. 6. Траєкторія руху опорної точки  $H$  у відносному русі (а); траєкторія руху точки підвісу рушія  $O$  в абсолютному русі (чотириланковий механізм (б); шестиланковий (в); горизонтальна (чотириланковий (г); шестиланковий (д) і вертикальна (чотириланковий (е); шестиланковий (ж) механізми; швидкість опорної точки  $H$  у відносному русі



Система (13) – це рівняння траєкторії руху опорної точки  $H$  у параметричній формі залежно від кута повороту кривошипа  $BON$  (рис. 6). Для знаходження горизонтальної і вертикальної складових швидкості руху опорної точки необхідно продиференціювати вирази (13) за часом з урахуванням того, що кут положення кривошипа є функцією часу  $\varphi = \varphi(t)$ . У зв'язку з громіздкими виразами, отриманими в результаті диференціювання (13) у програмному продукті Mathematica, тут наводити не будемо.

Розрахунки механізмів крокування відповідно до формул (3)–(13) дають змогу отримати графічні залежності траєкторії (рис. 6, *a*), горизонтальної (рис. 6, *z*, *d*) та вертикальної (рис. 6, *e*, *ж*) швидкості опорної точки  $H$  та траєкторії шарніра  $O$  (рис. 6, *б*, *в*), який встановлюється на рамі крокуючої машини з чотириланковим та шестиланковим механізмами крокування. Аналіз показаних на рис. 6 кінематичних параметрів руху машини є основою для вибору відповідних геометричних параметрів механізмів крокування.

У результаті проведених численних експериментів вдалося конструктивно підібрати такі розміри чотириланкового механізму крокування (рис. 4): довжина кривошипа  $l_1 = 0,27$  м, довжини решти ланок  $l_2 = 0,638$  м,  $l_3 = 0,65$  м,  $l_4 = 0,654$  м, кут між шатуном і опорною стійкою –  $\beta = 70,8^\circ$ , координати осі коромисла  $O_1$  у системі координат, пов'язаній з віссю кривошипа  $O$  по горизонталі –  $x_{O_1} = 0,567$  м, по вертикалі –  $z_{O_1} = 0,615$  м. За кутової швидкості кривошипа  $27$  об/хв  $= 0,45$  с<sup>-1</sup> максимальна швидкість на опорній ділянці становитиме  $0,83$  м/с, мінімальна швидкість –  $0,25$  м/с, середня швидкість –  $0,55$  м/с. Окремі результати розрахунків для вказаних параметрів показано на рис. 6.

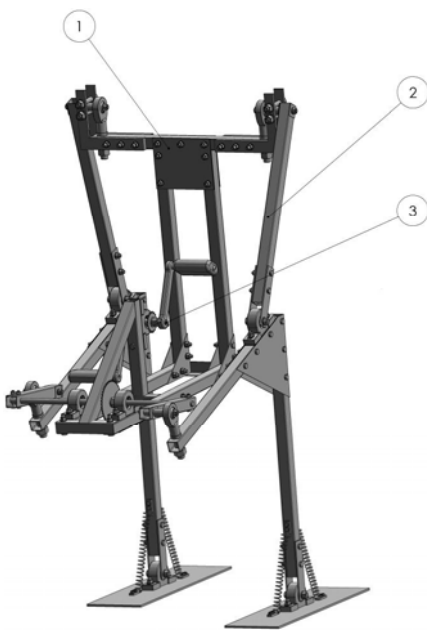


Рис. 7. Модель крокуючого модуля на основі чотириланкового циклового рушія

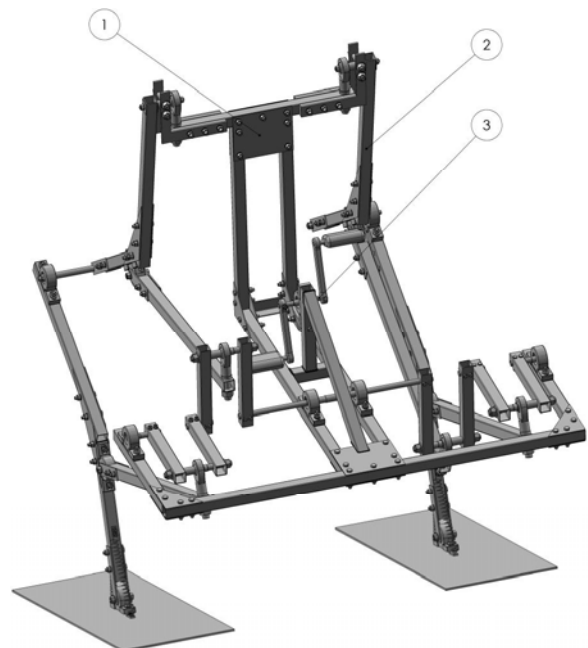


Рис. 8. Модель крокуючого модуля на основі шестиланкового циклового рушія

Для шестиланкового механізму крокування (рис. 5) підбрані такі розміри: довжина кривошипа:  $l_{OB} = 0,2$  м,  $l_{ON} = 0,2$  м, довжини решти ланок:  $l_{BM} = 0,755$  м,  $l_{O_1M} = 0,61$  м,  $l_{MD} = 0,38$  м,  $l_{DA} = 0,558$  м,  $l_{AH} = 0,355$  м,  $l_{NA} = 0,895$  м, кут між ланками  $O_1M$  та  $MD$ :

$\beta_2 = 135^\circ$ , кут між ланками  $DA$  і  $HA$ :  $\beta_3 = 135^\circ$ , координати осі коромисла  $O_1$  у системі координат, пов'язаній з віссю кривошипа  $O$ : по горизонталі –  $x_{O_1} = 0,567$  м, по вертикалі –  $z_{O_1} = 0,615$  м. За кутової швидкості кривошипа –  $27$  об/хв  $= 0,45$  с $^{-1}$ , максимальна швидкість на опорній ділянці –  $0,6$  м/с, мінімальна швидкість –  $0,5$  м/с, середня швидкість –  $0,55$  м/с. Окремі результати кінематичних розрахунків для вказаних параметрів показано на рис. 6.

За результатами структурно-кінематичного аналізу у програмному продукті SolidWorks реалізовано твердотільні моделі крокуючих модулів з двома крокуючими рушійми (рис. 7 і 8), основними складальними одиницями яких є рама 1, крокуючий рушій 2 і привідний механізм 3.

**Висновки.** У результаті проведеного аналізу інформаційних джерел встановлено, що переважну більшість сучасних крокуючих машин обладнують інсектоморфними або пантографними механізмами крокування, які дають змогу забезпечити довільну кількість ступенів свободи машини за рахунок використання керованих приводів у шарнірах ніг. Однак у деяких випадках виникає необхідність створити просту, дешеву і надійну конструкцію крокуючої машини, яка б могла рухатися за наперед заданою траєкторією. У такому випадку доцільно використовувати циклові (важільні) механізми крокування, в яких може використовуватися уже готовий механічний перетворювач (рис. 2) або новий механізм, синтезований за вибраною траєкторією руху.

В роботі розглянуто найпростіші схеми циклових (важільних) механізмів крокування, проведено їх структурно-кінематичний аналіз та на основі вихідних даних (довжини кроку і висоти піднімання стопи) встановлено геометричні параметри. Запропоновано конструктивні виконання крокуючих модулів на основі чотири- і шестиланкових крокуючих рушіїв.

1. Павловский В. Е. О разработках шагающих машин / В. Е. Павловский // Препринты ИПМ им. М. В. Келдыша. – 2013. – № 101. – 32 с. 2. Охоцимский Д. Е. Механика и управление движением автоматического шагающего аппарата / Д. Е. Охоцимский, Ю. Ф. Голубев. – М.: Наука, 1984. – 310 с. 3. Алейников Ю. Г. Обоснование параметров и режимов работы роботизированной машины: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 – Технология и средства механизации сельского хозяйства / Ю. Г. Алейников. – М., 2013. – 132 с. 4. Вукобратович М. Шагающие роботы и антропоморфные механизмы / М. Вукобратович. – М.: Мир, 1976. – 542 с. 5. Брискин Е. С. Динамика и управление движением шагающих машин с цикловыми двигателями / Е. С. Брискин, В. В. Жога, В. В. Чернышев, А. В. Малолетов. – М.: Машиностроение, 2009. – 191 с. 6. Козлов В. С. Основы теории движения шагающей машины / В. С. Козлов. – Нижний Новгород: Изд-во Н.НГТУ, 2001. – 154 с. 7. Ларин Б. В. Управление шагающим аппаратом / Б. В. Ларин. – К.: Наук. думка, 1980. – 168 с. 8. Корендій В. Структурний і кінематичний аналіз циклових крокуючих рушіїв мобільних роботомеханічних систем / В. Корендій, О. Бушко, Н. Іванус // XII Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, 28–29 травня 2015 р.: тези доп. – Львів, 2015. – С. 70–71.