

В.В. СУГЛОБОВ, д-р техн. наук, проф., В.Г. КРУПКО, канд. техн. наук, доц.  
Приазовський державний технічний університет  
І.В. КРУПКО, канд. техн. наук, доц., Технічний університет «Метінвест політехніка»  
А.В. ВЕСНІН, канд. техн. наук, доц., Криворізький національний університет

## МЕХАНІЗМИ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН З ХВИЛЬОВИМИ ЛАНЦЮГОВИМИ ПЕРЕДАЧАМИ

**Мета.** Стаття присвячена вирішенню актуальної задачі по зниженню енергетичних затрат при руйнуванні ґрунтів робочими органами землерийних машин за рахунок застосування в приводах виконавчих механізмів хвильових ланцюгових передач.

**Методи дослідження.** Зміна швидкості в процесі копання ґрунтів веде до зниження опору копання за рахунок динамічного впливу робочого органу на ґрунт. Найбільш наглядним прикладом таких явищ де необхідно змінювати швидкість робочих органів можна вважати процес взаємодії ківшів екскаваторів з ґрунтом, будівельними матеріалами або гірничими породами, коли перед робочим органом виникає значне ущільнення матеріалу що руйнується і накопичується в ківшах. Це явище істотно впливає на процес різання ґрунтів за рахунок ущільненого ґрунту (нароста), який утворюється в зоні взаємодії ріжучої кромки і ґрунту що називають також «ущільненим ядром». Показано, що хвильові ланцюгові передачі здатні забезпечувати змінювання передатного відношення привода механізму, а відповідно і швидкості веденого елемента, що може забезпечити імпульсний рух веденої ланки, наприклад робочого органу (ковша), а відповідно і руйнування такого ядра ґрунта.

**Наукова новизна.** Авторами проаналізовані відомі конструкції хвильових ланцюгових передач, а також визначені проблемні питання, які потребують вирішення. Запропоновані конструкції приводів механізмів підйома і натиску ковша з хвильовими ланцюговими передачами, які відрізняються спрощеною конструкцією та спрощеною технологією виготовлення, а їх використання, забезпечить нерівномірну (пульсуючу) швидкість веденого елемента. Наведені залежності по визначенню параметрів хвильових ланцюгових передач дозволяють визначати і в широкому діапазоні змінювати передатне відношення приводів наведених механізмів.

**Практична значимість.** Виконані дослідження підтверджують ефективність використання хвильових ланцюгових передач у виконавчих механізмах землерийних машин. Розроблено також методику визначення оптимальних кінематичних параметрів та вплив на їх величину конструктивних параметрів елементів передачі, а саме кількості і діаметрів котків, кроку ланцюга та інших.

**Результати.** Стаття може бути корисною підприємствам та інженерам механікам зайнятих конструюванням і експлуатацією гірничих і землерийних машин і рекомендується до публікації в збірнику науково-технічних робіт.

**Ключові слова:** енергетичні витрати, руйнування ґрунтів, натиск ковша, ланцюгові передачі.

doi: 10.31721/2306-5435-2024-1-112-122-126

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** В сучасному господарському комплексі України значна увага буде приділятися технологічним процесам, пов'язаних з видобутком корисних копалин, відбудовою зруйнованих війною інфраструктури, промислових, цивільних будівель, шляхів і інших об'єктів. Названі процеси потребують застосування сучасних будівельних, гірничих, підйомно-транспортних, землерийних і інших типів машин, які можна віднести до технологічних [1,4]. Ефективна робота наведених машин в значній мірі залежить від конструкцій робочих органів їх виконавчих механізмів та одного із основних складових елементів технічних систем, а саме приводів та передатних механізмів. Передатні механізми забезпечують необхідний режим роботи, задані параметри і закони руху робочих органів, або інших ведених кінцевих елементів машин. Таким чином, удосконалення конструкцій приводів на основі сучасних досліджень механічних передач, пошук нових фізичних ефектів, що дозволять підвищити ефективність застосування машин, зменшити енергетичні затрати на виконання технологічних операцій являється досить актуальною науково-технічною задачею.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Розроблені рекомендації по застосуванню хвильових ланцюгових передач з метою зменшення енергоємності процесів руйнування ґрунтів у приводах гірничих і землерийних машин [2,5,7,8]. Ефективність застосування таких передач полягає в забезпеченні пульсуючого (нерівномірного) руху робочих органів, що веде до зменшенню опору руйнування ґрунтів. Хвильові ланцюгові передачі доцільно застосовувати в приводах сучасних млинів для забезпечення процесів їх пуску [3,9] в механізмах – кантувачах, наприклад кувальних кранах [10] та ряді інших машин. Розроблено цілий ряд приводів виконавчих ме-

ханізмів землерийних машин, а також проведені дослідження [7,8] показали, що для кожного конкретного механізму необхідно мати цілий ряд вхідних і вихідних параметрів механізмів (наприклад закон руху, швидкість час вистою веденої ланки та інші). Таким чином питання застосування хвильових ланцюгових передач потребує в кожному окремому випадку обґрунтування кінематичних схем і параметрів, що здатні забезпечити необхідний режим роботи виконавчих механізмів і машин в цілому.

**Постановка завдання.** Метою даної роботи є обґрунтування доцільності застосування передатних механізмів з хвильовими ланцюговими передачами та розробка методики визначення їх основних параметрів для приводів гірничих і землерийних машин.

Для досягнення поставленої мети необхідно : обґрунтувати доцільність застосування хвильових ланцюгових передач для зменшення енергоємності процесу копання за рахунок нерівномірного (пульсуючого) руху ковша ; провести аналіз конструкцій приводів землерийних машин і умов роботи виконавчих механізмів однокішшевих екскаваторів; розробити методику по визначенню конструктивних і кінематичних параметрів хвильових ланцюгових передач з урахуванням умов роботи виконавчих механізмів технологічних машин.

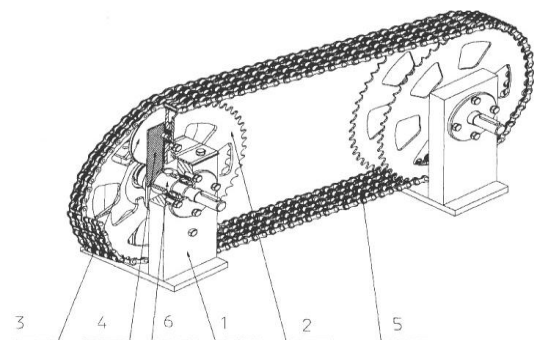
**Викладення матеріалу та результати.** В роботах [4] проф. Баладінського В.Л. показано, що зміна робочих швидкостей машин традиційної дії та створення машин з динамічними робочими органами потребує розробки виконавчих механізмів і їх приводів здатних руйнувати ґрунти при менших енергетичних затратах, тому конструювання й експлуатації високопродуктивних землерийних машин зі змінним робочими швидкостями робочого органу, наприклад ковша, призводить до створення умов динамічного руйнування .

Найбільший динамічний вплив на масив при роботі екскаватора відбувається при різких коливаннях навантаження на робочому органі. При цьому різка зміна зусилля копання і коефіцієнта динамічності навантаження призводить до зміни амплітуди коливання сейсмоприймачів, як в масиві, так і після його розпушення вибухом, що дозволяє значно (на 15-20%) зменшити енергетичні затрати на руйнування ґрунтів [4]. Досягти значних коливань швидкості робочого органу в процесі копання ґрунтів можливо за допомогою додаткового елемента в приводах виконавчих механізмів сучасних однокішшевих екскаваторів, а саме застосуванням хвильових ланцюгових передач. Ефективність застосування таких передач полягає в забезпеченні пульсуючого (нерівномірного) руху робочих органів, що веде до зменшенню опору руйнування ґрунтів.

Хвильова ланцюгова передача, яка забезпечує дискретність руху веденої ланки механізмів наведена на рис.1 [7], умовно складається з корпусу 1, нерухомих зірочки 2, водила 4 з котками 3, багаторядного ланцюга 5 і приводного валу 6, який забезпечує передачу крутного моменту на водило з котками. Таким чином, при повороті водила з котками відбувається переміщення ланцюга на кут, величина якого залежить від параметрів ланцюгової передачі, і конструктивних параметрів водила з котками [9].

Застосування механізмів з приводом на основі хвильового ланцюгового редуктора відкриває широкі перспективи в напрямку інтенсифікації землерийних робіт, а удосконалення конструкцій приводів дозволить досягти, зниження енергоємності процесів землерийних машин [8-10]. Враховуючи особливості процесів копання гірничих порід і навантаження насипних вантажів застосування приводів, що забезпечують нерівномірну (пульсуючу) швидкість приведе до підвищення продуктивності землерийних машин. На рис.2 зображений механізм натиску екскаватора, який складається із рукояті 1, закріпленої за допомогою сідлового підшипника 2, переміщення якої здійснюється багаторядним ланцюгом 3 хвильового ланцюгового редуктора 4 через відхиляючі ролики 5.

Механізм натиску екскаватора з хвильовою ланцюговою передачею працює таким чином: багаторядний ланцюг 3, закріплений на кінцях рукояті 1, отримує переміщення від хвильового ланцюгового редуктора 4. Відхиляючі ролики 5 забезпечують переміщення багаторядного ланцюга 3 у потрібній площині, а також безперебійну роботу хвильового



**Рис. 1.** Хвильова ланцюгова передача: 1 - корпус; 2 - нерухома зірочка; 3 - катки; 4 - водило; 5 - ланцюг; 6 - приводний вал

ланцюгового редуктора 4, що вкупі гарантує переміщення рукояті 1 вздовж сідлового підшипника 2.

На рис. 3 приведено підйомний механізм екскаватора. Він складається із рукояті 1, ковша 2, блоків стріли 3, підйомних канатів 4,5, редуктора 6, хвильового ланцюгового редуктора 7, асинхронних електродвигунів 8,9, підйомної лебідки ланцюгового хвильового приводу 10, підйомної лебідки класичного приводу 11.

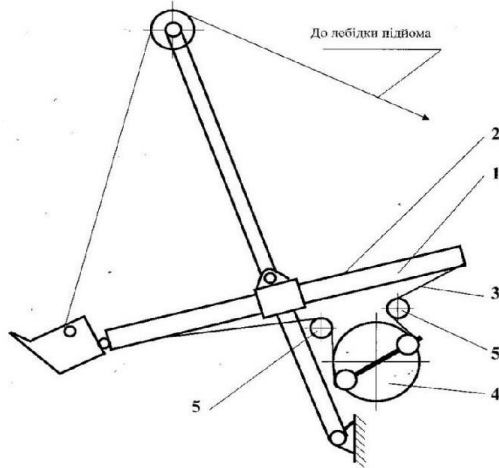


Рис. 2. Конструктивна схема механізму натиску ковша екскаватора - прямої механічної лопати

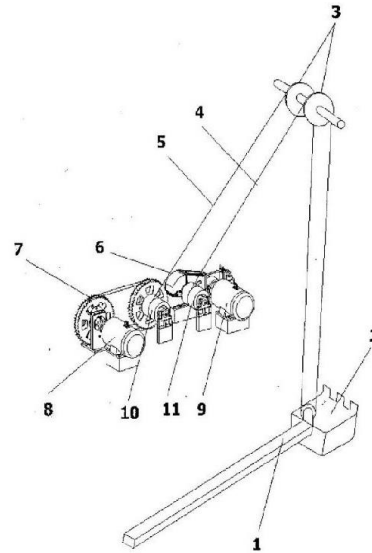


Рис. 3. Підйомний механізм екскаватора

Підйомний механізм екскаватора працює таким чином. Від хвильового ланцюгового редуктора 7 за допомогою підйомної лебідки 9 робочому органу 2 завдається пульсаційний рух, а вкупі з рухом підйомної лебідки 10 здійснюється підйом ковша та руйнування ґрунту. Опускання ковша та розвантаження відбувається без участі хвильового ланцюгового приводу.

Обґрунтування параметрів хвильових ланцюгових передач розглянемо на прикладі конструктивної схеми передачі показаної на рис.4, яка дозволяє передати принцип роботи такої передачі. На практиці це здійснюється так:

- жорстке колесо 3 виконується збірним з двох паралельних нерухомих співвісних дисків;
- між дисками розташовується генератор хвиль 1 (водилю з котками) з «утопленими» в зазор між цими дисками котками, що деформують гнучкий елемент (ланцюг);
- умовне «гнучке колесо» утворюється з ланцюга 5 в результаті відсутності жорсткого дна та збільшення периметру гнучкої частини, яка перетворюється в гнучкий зв'язок;
- Додається новий – ведений диск 4 кінематично об'єднаний з жорстким колесом та генератором хвиль гнучким зв'язком.

Миттєве значення передатного числа для цієї передачі знаходиться з виразу

$$\varphi = 0,5 - \alpha_0. \quad (1)$$

Кут  $\alpha_0$  залежить від співвідношення конструктивних параметрів складових елементів передачі (рис. 4)

$$\alpha_0 = \frac{\arccos(R_0 - r)}{R}. \quad (2)$$

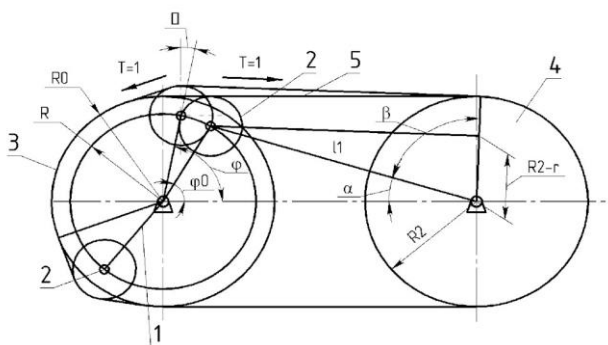


Рис. 4. Хвильова передача з зовнішнім обкатуванням гнучкого зв'язку (неспіввісна) передача

Принцип дії такої передачі полягає у пульсуєчому русі веденої ланки, наприклад, зірочки 4, яка буде повертатися відносно вісі веденого колеса на кут, що відповідає переміщенню ланцюга 5 котком (роликком) 2 з радіусом ( $r$ ) на шлях, рівний кількості ланок, що вступають в

контакт з цим роликом. Таким чином, обертання водила з роликами 2 з постійною кутовою швидкістю, забезпечує пульсуючу кутову швидкість обертання зірочки 4. Геометрична схема та основні параметри провідного елемента ланцюгової хвильової передачі визначаються зі схеми (див. рис. 4), звідки видно, що центри котків з радіусом ( $r$ ) розміщені на колі радіусом ( $R$ ). Нерухома зірочка ланцюгової передачі може виконуватися з різним числом зубів, радіус ділального кола зірочки ( $R_0$ ) [7,8].

Фіктивний радіус котка ( $r_\phi$ ) з урахуванням товщини ланцюга, визначається зі співвідношення

$$r_\phi = r + 0,5h, \quad (3)$$

де  $h$  – ширина ланцюга;  $r$  - радіус котка.

Кут активної взаємодії котка з ланцюгом, в межах якого виконується поворот веденої зірочки на заданий кут  $\varphi_3$  (рис. 2), визначиться за формулою

$$\cos \alpha = \frac{R_0 - r_\phi}{R}. \quad (4)$$

Ланцюг та ведена зірочка залишаються нерухомими під час часу, відповідному повороту водила на кут (рис. 2).

Описане вище переміщення ведучої гілки ланцюга забезпечується за рахунок того, що з боку веденої гілки ланцюга котком їй передається така ж ділянка ланцюга  $\Delta S$  (рис.2), при цьому протилежно розташований каток переходить з положення IV в положення V. Канатний барабан при цьому повертається на кут

$$\varphi_3 = \frac{\Delta S \cdot 360}{\pi D_3}, \quad (5)$$

де  $D_3$  – діаметр початкового кола зірочок, встановлених на канатному барабані.

При подальшому обертанні водила (рис.2) на кут  $\gamma$  (перехід котка з положення II в положення IV через проміжне положення III) відбувається холоста перегонка гофра  $abc$ , а робочі гілки ланцюга не переміщуються (точки  $a$  та  $c$  – нерухомі). Барабан залишається нерухомим.

Число котків водила, в даному випадку, рівним двом, для забезпечення достатнього числа зубів зірочки, що знаходяться в зачепленні з ланцюгом [4]. В залежності від потреб в зміні кінематичних параметрів привода їх число може змінюватись в межах 1-5 [8,10].

Очевидно, що для нормальної роботи приводу необхідно, щоб в положенні котка з центром в точці II ланцюг був повністю виведений із зачеплення згідно співвідношенню

$$R_n = R_0 + r + \Delta, \quad (6)$$

де  $\Delta$  - гарантований проміжок між зубами зірочки і ланцюгом.

Середнє значення передаточного числа хвильового ланцюгового приводу

$$i_{у.н.} = \frac{\pi D_3}{k \cdot (t_y + \Delta z)}, \quad (7)$$

де  $k$  – кількість котків водила.

Таким чином дана методика дає можливість визначити основні геометричні та кінематичні параметри хвильової ланцюгової передачі. Основними з яких є: фіктивний радіус котка, кут повороту водила, переміщення ланцюга, кут оберту канатного барабана, середнє значення передатного відношень.

**Висновки та напрямки подальших досліджень.** Розглянуті в роботі хвильові ланцюгові передачі мають цілий ряд специфічних особливостей до яких відносяться:

забезпечення нерівномірної (пульсуючої) швидкості руху веденого елемента , яка залежить від конструктивних параметрів передачі;

дозволяє в широкому діапазоні змінювати передатне відношення привода механізму з можливим виступом веденого елемента або без нього;

при відповідній кутовій швидкості ведучого елемента забезпечити імпульсний рух веденої ланки, наприклад робочого органу (ковша), що показано на механізмі натиску екскаватора;

застосування приводів з хвильовою ланцюговою передачею механізмів підйома і натиску

дозволить підвищити ефективність роботи екскаватора і подолати негативний вплив явища ущільнення ґрунтів в процесі копанні.

### Список літератури

1. **Веснін А.В.** Моделювання процесу пересування екскаватора з чотирьохопорним крокуючим рушієм / **А.В.Веснін, І.В.Крупко, В.В.Сегін** // Вісник Криворізького національного університету. - 2017. - Вип. 44. - С. 54-58.
2. **Веснін А.В.** Методика визначення показників складності маршруту руху, ефективності роботи та узгодженості параметрів системи "двигун-трансмсія" кар'єрних самоскидів / **А.В.Веснін, О.Д.Почужевський** // Вісник Криворізького національного університету. - 2012. - Вип. 32. - С. 136-139.
3. **Веснін А.В.** Обґрунтування передаточних чисел редуктора властивостей колеса кар'єрного самоскида у відповідності до складності трас руху / **А.В.Веснін, Ю.А.Монастирський** // Наукові нотатки. - 2014. - Вип. 45. - С. 72-78.
4. **Баладінський В.Л.** Теорія руйнування робочих середовищ: Підручник / **В.Л.Баладінський, Ю.М.Абрашкевич** // К.:КНУБА, 2000. - 91с.
5. **Степанов Е.А.** Привід перетворення безперервного обертального руху на крокове обертання / **Е.А. Степанов, В.Г.Крупко, Г.І.Бондаєвський, В.С.Шнюков** // А.С. № 1234308. - Бюл. Винах. № 20, 1986.
6. **Дорохов М.Ю.** Хвильовий ланцюговий редуктор / **М.Ю.Дорохов, В.Г.Крупко** // Патент України на корисну модель № 68714 МПК Е 02F 16 G 13/00 від 16 08.2004 р.
7. **Крупко В.Г.** Хвильові ланцюгові передачі у приводах землерийних машин / **В.Г.Крупко, Н.О.Кучер** // Вестник ХНАДУ: зб. наук. пр. - Вип.73 : Харків, 2016. - С. 184-189.
8. **Крупко В.Г.** Розробка привода сучасних підйомно-транспортних машин із хвильовим ланцюговим передаточним механізмом / **В.Г.Крупко, М.Ю.Дорохов** // Підйомно-транспортна техніка. №2(10). - Дніпропетровськ, 2004. - С. 41-45.
9. **Альошичев П.В.** Натискний механізм екскаватора / **П.В. Альошичев, М.Ю.Дорохов, В.Г.Крупко** // Патент України на корисну модель № 67932 МПК Е 02 F 3/08 від 15.07.2004 р.
10. **Суглобов В.В.** Застосування хвильових ланцюгових передач в приводах технологічних машин / **В.В.Суглобов, В.Г. Крупко** //Наука та виробництво : міжвуз. темат. зб. наук. пр. - Вип. 25: ДВНЗ «ПДТУ». - Дніпро, ПДТУ, 2023. - С. 44 - 49

Рукопис подано до редакції 21.03.24

УДК 669.71:621.791.92:621.431

М.О. ГНАТЕНКО, ст. викладач

Національний університет «Запорізька політехніка»

## УСУНЕННЯ ЛИВАРНОГО БРАКУ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДАМИ МІКРОПЛАЗМОВОГО НАПЛАВЛЕННЯ

**Мета роботи.** впровадити ефективний метод усунення ливарного браку та дефектів що дозволяє відновлювати пошкоджені сегменти виливків. Було встановлено що межа міцності і відносне подовження наплавленого матеріалу ЕП648 знаходиться на рівні основного литого сплаву ВХ4Л і складає 83-100 Н і  $\delta=17-20\%$ .

**Методи дослідження** проводилося за допомогою плазмового пальника та джерела живлення Starweld, робота Mitsubishi порошком ЕП648 на поверхню деталі зі сплаву ВХ4Л товщина наплавленого шару складала 8 мм, висота 1,2 мм, діаметр наплавлення 570 мм. Механічні властивості межі міцності і відносного подовження були визначені на розривній машині INSTRON. Дослідження мікроструктури проводилося за допомогою мікроскопів Stemi 200-c, Observer.D1m (Zeiss, Німеччина) при збільшеннях від  $\times 100$  до  $\times 1000$ . При вивченні структурних складових в сплавах застосували комплексну методика якісної й кількісної оцінки складових.

**Наукова новизна** полягає у отриманні нікелевих сплавів зі створенням специфічних металургічних фаз та структур на рівні литих фасонних виливків. Ці фази, включаючи гамма-твердий розчин, метастабільні карбіди та нітриди, відіграють важливу роль у поліпшенні механічних властивостей матеріалу. Гамма-твердий розчин відомий своєю високою стійкістю до деформації та відновлювальною здатністю, що робить його ідеальним для застосування у виробництві, де потрібна висока міцність. Метастабільні карбіди і нітриди дозволяють до структури сплаву додаткову зносостійкість та стійкість до впливу зовнішніх факторів.

**Практична значимість** полягає у значному розширенні можливостей ремонту і усунення дефектів литва багатогабаритних виливків.

**Отримані результати** успішно впроваджено технологію усунення ливарного браку для багатогабаритних деталей з нікелевих сплавів шляхом застосування методів мікроплазмового наплавлення, за рахунок усунення дефектів шляхом механічної обробки та нанесення додаткового шару матеріалу замість пошкодженого. Використання нікелевих сплавів із застосуванням методу наплавлення дозволяє забезпечити високу якість та надійність продукції при усуненні ливарних дефектів чи проведенні ремонту виробів.

**Ключові слова:** адитивні технології, нікелеві сплави, ливарне виробництво, усунення ливарного браку.