

УДК 621.873.11

DOI <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2024-2-6>

## АНАЛІЗ НАПРЯМІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПРИВОДІВ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ГІРНИЧИХ МАШИН

**Суглобов Володимир Васильович,**

доктор технічних наук, професор,  
професор кафедри підйомно-транспортних машин і деталей машин  
Приазовський державний технічний університет  
ORCID ID: 0000-0003-1743-0894

**Крупко Валерій Григорович,**

кандидат технічних наук, доцент,  
доцент кафедри підйомно-транспортних машин і деталей машин  
Приазовський державний технічний університет

**Крупко Ігор Валерійович,**

кандидат технічних наук, доцент,  
доцент кафедри гірничої справи  
ТОВ «Технічний університет «Метінвест політехніка»»  
ORCID ID: 0009-0009-5888-4324

*Стаття присвячена вирішенню актуального завдання застосування хвильових ланцюгових передач у приводах виконавчих механізмів із метою забезпечення нерівномірного руху робочого органа, а також можливості забезпечити його імпульсний рух на прикладі механізму тяги ковша екскаватора-драглайна.*

*Авторами проаналізовані відомі конструкції хвильових ланцюгових передач, а також визначені проблемні питання, які потребують вирішення. У роботі розроблено конструкцію (кінематичну схему) привода механізму тяги екскаватора-драглайна з передатними механізмами на основі хвильових ланцюгових передач, наведено особливості конструкцій хвильових ланцюгових передач, їхніх основних елементів, кінематичних параметрів і методику їх визначення.*

*Дослідження впливу динамічного руйнування на зниження енергоємності проводилися на установці, яка дозволяє проводити спектр наукових досліджень щодо параметрів приводів землерийних машин на підставі застосування хвильової ланцюгової передачі.*

*Запропонована конструкція комбінованого привода із застосуванням хвильової ланцюгової передачі, яка вирізняється спрощеною конструкцією, а її працездатність і ефективність підтверджені результатами експериментальних досліджень на фізичній моделі.*

*Виконані експерименти показують ефективність використання хвильових ланцюгових передач. Наведено методику визначення також конструктивних і кінематичних параметрів хвильових ланцюгових передач. Матеріали статті будуть корисними для працівників промислових підприємств, науковців, студентів.*

**Ключові слова:** хвильова ланцюгова передача, ланцюг, експеримент, дослідження, навантаження, енергоємність, методика.

### **Suhlovov Volodymyr, Krupko Valerii, Krupko Ihor. Analysis of directions for the modernization of drives of executive mechanisms of mining machines**

*The article is dedicated to solving the urgent problem of applying wave chain transmissions in the drives of executive mechanisms in order to ensure uneven movement of the working body, as well as the possibility of providing its impulse movement on the example of the dragline excavator bucket traction mechanism.*

*The authors have analyzed known designs of wave chain transmissions, as well as identified problematic issues that require resolution. The work has developed a design (kinematic scheme) of the drive of the dragline excavator traction mechanism with transmission mechanisms based on wave chain transmissions, and outlined the features of the designs of wave chain transmissions of their main elements of kinematic parameters and the methodology for their determination.*

*Studies of the influence of dynamic destruction on reducing energy intensity were conducted on an installation that allows conducting a spectrum of scientific research regarding the parameters of earth-moving machine drives based on the application of a wave chain transmission. A proposed design of a combined drive using a wave chain transmission, which is distinguished by a simplified design and its operability and efficiency are confirmed by the results of experimental studies on a physical model. The experiments performed show the effectiveness of using wave chain transmissions.*

*The methodology for determining the constructive and kinematic parameters of wave chain transmissions is also presented. The materials of the article will be useful for industrial enterprise workers, scientists, students.*

**Key words:** wave chain transmission, chain, experiment, research, load, energy intensity, methodology.

Зростання обсягів землерийних робіт потребує створення високопродуктивної мобільної швидкісної землерийної техніки: машин, устаткування, виконавчих механізмів, інструментів, робочих органів. Тому пошук нових фізичних ефектів процесу руйнування ґрунтів, ефективних способів впливу на робітничі середовища та розроблення способів інтенсифікації робочих процесів землерийних машин – актуальне завдання для вчених та інженерів.

Під час видобутку корисних копалин основні операції пов'язані з руйнуванням ґрунтів, накопиченням їх у робочих органах гірничих машин, транспортуванням, навантаженням, у разі необхідності, у транспортні засоби або у відвали, зазвичай виконуються комплексом машин, до якого входять видобувні, транспортувальні й інші машини, що забезпечують повний цикл виробничого процесу. Основними складниками таких машин є виконавчі механізми, які забезпечують необхідну кінематику руху робочих органів. Класичні схеми приводів виконавчих механізмів гірничих машин включають у ролі передатних механізмів набір зубчастих передач у вигляді стандартних редукторів загального або спеціального призначення [1; 2]. Як показали спостереження за роботою екскаваторів-драглайнів, машиністи (оператори) у процесі копання, а саме заповнення ковшів ґрунтами (гірничою масою), для забезпечення нерівномірного руху з метою додаткового динамічного впливу на вибій використовують системи управління механізмами тяги, що веде до зменшення енергоефективності процесу копання. Для забезпечення нерівномірного, іноді пульсуючого руху ковша більш ефективним буде застосування у приводах виконавчих механізмів екскаваторів хвильових ланцюгових передач, які можуть забезпечити необхідну кінематику робочого процесу з руйнування гірничого масиву та заповненню ковша.

Розроблені рекомендації із застосування хвильових ланцюгових передач із метою зменшення енергоемності процесів руйнування ґрунтів у приводах гірничих машин [3–5]. Ефективність застосування таких передач полягає в забезпеченні пульсуючого (нерівномірного) руху робочих органів, що веде до зменшенню опору руйнування ґрунтів. Хвильові ланцюгові передачі доцільно застосовувати у приводах сучасних млинів для забезпечення процесів їх пуску [5], у механізмах – кантувачах, наприклад у кувальних кранах [6–8], низці інших машин. Водночас 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 загалом.

Метою роботи є обґрунтування ефективності застосування комбінованого пульсуючого привода механізмів одноківшевих екскаваторів (на прикладі механізму тяги драглайна), який забезпечує імпульсний характер руху робочого органа, що сприяє зменшенню енергоемності процесу руйнування ґрунтів і покращенню процесу заповнення ковша.

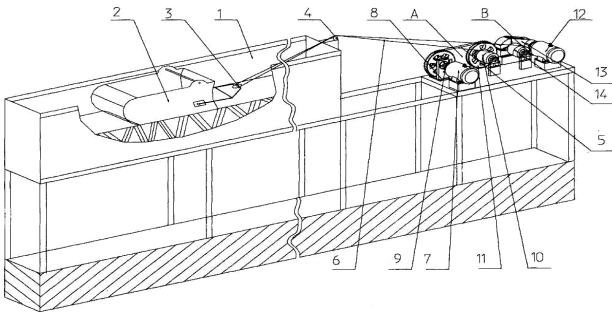
Для досягнення поставленої мети в роботі розроблено конструкцію (кінематичну схему) привода механізму тяги екскаватора-драглайна з передатними механізмами на основі хвильових ланцюгових передач, наведено особливості конструкції хвильових ланцюгових передач, їхніх основних елементів, кінематичних параметрів і методику їх визначення.

Дослідження впливу динамічного руйнування на зниження енергоемності проводилися на установці, яка дозволяє проводити спектр наукових досліджень параметрів приводів землерийних машин на підставі застосування хвильової ланцюгової передачі [5]. Використання комбінованого типу привода є новим рішенням у сфері зниження енергоемності процесу копання. Комбінований тип привода ґрунтований на застосуванні хвильової ланцюгової передачі [6], яка надає процесу копання динамічного характеру руйнування завдяки додатковим пульсуючим навантаженням на ґрунт, що розробляється, а також завдяки зменшенню вірогідності зупинок у разі зіткнення робочого органу (ківш) з міцнішою породою.

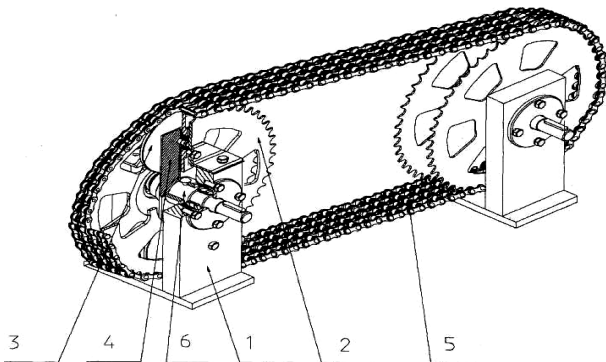
Дослідження енергоемності процесу копання [5] проводились на стенді (рис. 1), для чого у ґрунтовому каналі 1 ківш 2 міг переміщатися за допомогою тягового каната 6, що проходить через блоки 3 і 4, закріпленого на двох лебідках: А – з ланцюговим хвильовим приводом, В – із класичним приводом. Привод «А» складається з електродвигуна 7, циліндричного редуктора 9, від якого через муфту крутний момент передається на хвильову ланцюгову передачу 8, а потім на барабан 10, через ланцюг 5 і рухливу зірочку 11.

У процесі проведення експериментальних досліджень і оброблення даних було доведено раціональність застосування комбінованого типу привода, порівняно зі стандартним, у зв'язку зі зменшенням енергоемності процесу копання. Отримані результати [5] дозволили отримати рівняння регресії, з яких виходить, що найбільш значущим чинником у зниженні

енергоємності процесу копання є застосування комбінованого типу приводу, того, що складається із хвильової ланцюгової передачі та стандартного приводу.



**Рис. 1. Схема лабораторної установки:**  
 1 – ґрунтовий канал; 2 – ківш; 3, 4 – блоки;  
 5 – ланцюг; 6 – тяговий канат;  
 А – хвильовий ланцюговий привод;  
 7 – електродвигун; 8 – хвильова ланцюгова передача; 9 – редуктор; 10 – барабан;  
 11 – рухома зірочка; В – класичний привод;  
 12 – електродвигун; 13 – редуктор;  
 14 – барабан

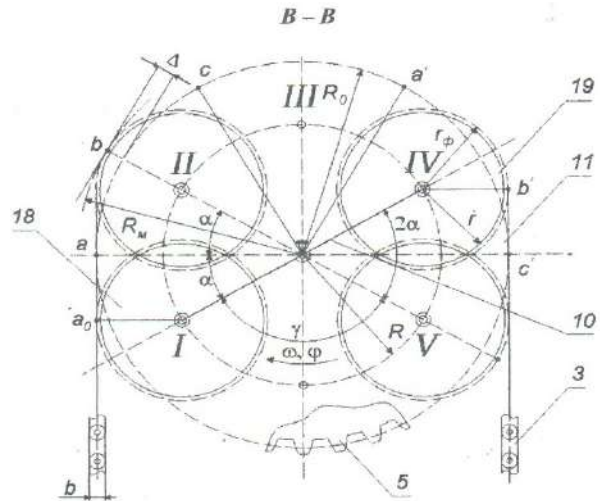


1 – корпус; 2 – нерухома зірочка; 3 – катки;  
 4 – водило; 5 – ланцюг; 6 – приводний вал  
**Рис. 2. Хвильова ланцюгова передача (привод А)**

Хвильова ланцюгова передача, представлена на рис. 2. (привод А), забезпечує дискретність руху. Вона складається з корпусу 1, нерухокої зірочки 2, водила 4 з катками 3, ланцюгів 5, приводного вала 6. Отже, ківш отримує переміщення від двох барабанів відразу, один із яких надає руху ковша нерівномірності, забезпечує додатковий вплив на ґрунт, що розробляється, зменшує сили, необхідні для подолання опори ґрунту, а також знижує енергоємність процесу, завдяки короткочасному збільшенню швидкості різання [6].

Привод працює так. Водило 4 отримує безперервне обертання з постійною кутовою частотою  $\omega$  від двигуна. Коток 1, торкнувшись ланцюга 3 в точці  $\square$  (положення центру котка I, рис.

3), починає відводити ланцюг уліво і вгору, що відповідає подовжньому переміщенню ланцюга 3 «знизу вгору» і повороту барабана. У положенні центру котка II процес переміщення ланцюга закінчується, що відповідає значенню кута  $\phi = 2\alpha$ . У цьому положенні ланцюг охоплює коток і зірочку по периметру  $abc$ .



**Рис. 3. Характерні положення центрів робочих котків :** 1, 2 – коток; 3 – ланцюг; 4 – водило ; 5 – нерухома зірочка; 6 – ланцюг

Переміщення ланцюга  $\Delta S$  за кут повороту водила на  $2\alpha$  визначається різницею периметрів ланцюга, визначеного дугами ( $ac$ ), до деформації ланцюга ( $abc$ ) і деформованого одним із котків:

$$\Delta S = abc - \overset{\frown}{ac}, \quad (1)$$

ця різниця має бути обов'язково кратною кроку  $t_w$ , тобто:

$$\Delta S = \Delta z \cdot t_w, \quad (2)$$

де  $\Delta z$  – різниця довжин периметра  $abc$  і дуги  $\overset{\frown}{ac}$ .

Описане вище переміщення провідної гілки ланцюга забезпечується тим, що з боку веденої гілки ланцюга котком їй передається така ж ділянка ланцюга  $\Delta S$  (рис. 3), водночас протилежно розташований коток переходить із положення IV в положення V. Канатний барабан 10 (див. рис. 1) повертається на кут:

$$\phi_s = \frac{\Delta S \cdot 360}{\pi D_s}, \quad (3)$$

де  $D_s$  – діаметр початкового кола зірочок, установлених на канатному барабані.

З обертанням водила (рис. 3) на кут  $\gamma$  (перехід котка з положення II в положення IV через проміжне положення III) відбувається холоста перегонка ланцюга (гофра)  $abc$ , а робочі гілки

ланцюга не переміщуються (точки  $a$  та  $c$  нерухомі). Барабан 10 залишається нерухомим.

Число котків водила прийняте рівним двом, для забезпечення належного числа зубів зірочки, що перебувають у зачепленні з ланцюгом [7].

Очевидно, що для нормальної роботи приводу необхідно, щоб в положенні котка із центром в точці II ланцюг був цілком виведений із зачеплення згідно зі співвідношенням:

$$R_n = R_0 + r + \Delta, \quad (4)$$

де  $\Delta$  – гарантований проміжок між зубами зірочки та ланцюгом.

Середнє значення передатного числа хвильового ланцюгового привода:

$$i_{u,n} = \frac{\pi \cdot D_3}{k \cdot (t_u + \Delta z)}, \quad (5)$$

де  $k$  – кількість котків водила.

Методика дає можливість визначити основні геометричні та кінематичні параметри хвильової ланцюгової передачі, а саме: фіктивний радіус котка, кут повороту водила, переміщення ланцюга, кут оберту канатного барабана, середнє значення передатного відношення. Отже, ми надали кінематику й умови процесу передачі руху хвильової ланцюгової передачі та порядок

розрахунку окремих складових частин цієї механічної передачі.

У роботі наведені результати досліджень з одного з напрямів з удосконалення приводів виконавчих механізмів. На прикладі механізмів тягиковша драглайна показано, що застосування комбінованого типу привода із хвильовими ланцюговими передачами є новим рішенням у галузі зниження енергоємності процесу копання. Комбінований тип привода ґрунтується на застосуванні хвильової ланцюгової передачі, яка надає процесу копання динамічного характеру руйнування завдяки додатковим пульсуючим навантаженням на ґрунт, який розробляється, а також сприяє зменшенню енергоємності через меншу вірогідність зупинок у разі зіткнення робочого органа (ківш) з міцнішою породою.

На конкретній моделі механізму тяги ковша показано, що хвильові ланцюгові передачі мають цілу низку специфічних особливостей, до яких належить забезпечення нерівномірної (пульсуючої) швидкості руху веденого елемента, яка залежить від конструктивних параметрів передачі. Наведена методика дає можливість визначення основних конструктивних і кінематичних параметрів хвильових ланцюгових передач.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Блохін В.С., Маліч М.Г. Основні параметри технологічних машин. *Машини для земляних робіт* : у 2 ч. Київ : Вища школа, 2006. Ч. 1. 407 с.
2. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів : навчальний посібник. Львів : Новий світ - 2000, 2018. 264 с.
3. А. С. № 1234308. Привод для перетворення безперервного обертального руху на крокове обертання / Є.А. Степанов та ін. Бюл. винаходу № 20, 1986.
4. Патент України на корисну модель № 68714 МПК Е 02F 16 G 13/00 від 16.08.2004 р. Хвильовий ланцюговий редуктор. в М.Ю. Дорохо, В.Г. Крупко.
5. Крупко В.Г., Кучер Н.О. Хвильові ланцюгові передачі у приводах землерийних машин. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету* : збірник наукових праць. Харків, 2016. Вип. 73. С. 184–189.
6. Крупко В.Г., Дорохов М.Ю. Розробка привода сучасних підйомно-транспортних машин із хвильовим ланцюговим передаточним механізмом. *Підйомно-транспортна техніка*. Дніпропетровськ, 2004. № 2 (10). 98 с. С. 41–45.
7. Патент України на корисну модель № 67932 МПК Е 02 F 3/08 від 15.07.2004 р. Натискний механізм екскаватора / П.В. Альошичев та ін.
8. Обґрунтування конструкцій приводів з хвильовими ланцюговими передачами / В.В. Суглобов та ін. *Наука та виробництво*. Дніпро, 2023. Вип. 26. С. 49–55.

#### REFERENCES:

1. Blokhin, V.S., Malich, M.H. (2006). Osnovni parametry tekhnolohichnykh mashyn. Mashyny dlia zemlianykh robot: u 2 ch. [Basic parameters of technological machines. Cars for earthworks: at 2h]. K.: Vyshcha shk., Part. 1. 407 s. [in Ukrainian].
2. Malashchenko, V.O., Yankiv, V.V. (2018). Detali mashyn. Proektuvannia elementiv mekhanichnykh pryvodiv: Navchalnyi posibnyk [Machine details. Designing elements of mechanical drives: Tutorial]. Lviv: Novyi svit - 2000. 264 s. [in Ukrainian].

3. Stepanov, Ye.A., Krupko, V.H., Bondaiivskyi, H.I., Shniukov, V.S. (1986). A. S. № 1234308. Pryvid dlia peretvorennia bezperervnoho obertalnoho rukhu na krokove obertannia [A drive for converting continuous rotary motion into step rotation]. Biul. vynakhodu № 20 [in Ukrainian].

4. Dorokhov, M.Iu., Krupko, V.H. (2004). Patent Ukrainy na korysnu model № 68714 MPK E 02F 16 G 13/00 vid 16 08.2004 r. Khvylovyi lantsiuhovyi reduktor [Patent of Ukraine for a utility model № 68714 IPC E 02F 16 G 13/00 dated August 16, 2004. Wave chain reducer] [in Ukrainian].

5. Krupko, V.H., Kucher, N.O. (2016). Khvylovi lantsiuhovi peredachi u pryvodakh zemleryinykh mashyn [Wave chain transmissions in drives of earthmoving machines]. *Visnyk KhNADU: zb. naukovykh prats*. Kharkiv. Vyp. 73. S. 184–189 [in Ukrainian].

6. Krupko, V.H., Dorokhov, M.Iu. (2004). Rozrobka pryvoda suchasnykh pidiomno-transportnykh mashyn iz khvylovym lantsiuhovym peredatochnym mekhanizmom [Development of the drive of modern lifting and transport machines with a wave chain transmission mechanism]. *Pidiomno-transportna tekhnika*. № 2 (10). Dnipropetrovsk. 98 s. S. 41–45 [in Ukrainian].

7. Aloshychev, P.V., Dorokhov, M.Iu., Krupko, V.H. (2004). Patent Ukrainy na korysnu model № 67932 MPK E 02 F 3/08 vid 15.07.2004 r. Natysknyi mekhanizm ekskavatora [Patent of Ukraine for a utility model № 67932 IPC E 02 F 3/08 dated 07/15/2004 Excavator pressure mechanism] [in Ukrainian].

8. Suhlobov, V.V., Krupko, V.H., Krupko, I.V. (2023). Obgruntuvannia konstruktsii pryvodiv z khvylovymy lantsiuhovymy peredachamy [Justification of designs of drives with wave chain transmissions]. *Nauka ta vyrobnytstvo*. Dnipro. Vyp. 26. S. 49–55 [in Ukrainian].