

ХВИЛЬОВІ ПАСОВІ ТА ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ В ПРИВОДАХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Наведено результати дослідження можливості застосування хвильових передач, як складових елементів в приводах технологічних машин, для забезпечення нерівномірного руху робочих органів з метою підвищення їх енергоефективності. Запропоновано конструкції хвильових пасових і ланцюгових передач, які дозволяють змінювати передатне відношення приводів виконавчих механізмів з можливим простом веденого елемента, або без нього. Ці передачі також здатні забезпечити імпульсний рух веденої ланки, наприклад робочого органу (ковша) одноковшового екскаватора. Відзначено можливість обґрунтованого підходу до вибору і визначенню геометричних і кінематичних параметрів хвильових пасових і ланцюгових передач. Запропоновані конструкції і конкретні приклади застосування хвильових передач в приводах технологічних машин.

Ключові слова: хвильові пасові і ланцюгові передачі, кінематика хвильових передач, пульсовий рух.

Постановка проблеми. В сучасному виробництві в транспортно-складських системах, досить широке застосування знаходять машини і механізми, що забезпечують переміщення, кантування, установку одиничних або насипних вантажів з різною, іноді змінною траєкторією і швидкістю або пульсовим рухом виконавчих органів та вантажів. В гірничодобувній та будівельній галузях робочі органи виконавчих механізмів технологічних машин, наприклад, екскаваторів, конвєсєрів, елеваторів при імпульсному русі можуть виконувати технологічні операції, пов'язані з руйнуванням та транспортуванням зовнішнього середовища (грунту, корисних копалин, будівельних сумішей тощо), що пов'язано зі значними енерговитратами та додатковими динамічними навантаженнями [1]. Застосування хвильових механізмів з передачею руху гнучким елементом у вигляді ланцюгів, стрічок, і пасів можуть забезпечувати неперервний та пульсовий рух виконавчих механізмів, а відповідно і вантажів з необхідними перервами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розробки сучасних методик вибору раціональних параметрів механічних передач для технологічних машин з урахуванням робочих процесів направлені на визначення параметрів традиційних конструкцій передатних механізмів з постійними кінематичними характеристиками [2]. В той же час розроблено цілий ряд передатних механізмів, які можуть забезпечувати змінні (імпульсні) кінематичні параметри за рахунок взаємодії жорстких елементів механічних передач з гнучкими, що характерно для хвильових ланцюгових і пасових передач. Так в роботах [3-8] наведено приклади застосування хвильових ланцюгових передач в приводах виконавчих механізмів екскаваторів, кранів та машин безперервного циклу роботи. Для зменшення енергоємності процесів копання оператори землерийних машин досить часто застосовують зміну швидкості робочого органу за рахунок ручного керування процесом різання (копання) ґрунтів. Зміна швидкості робочого органу дозволяє руйнувати ущільнене ядро ґрунту, але це приводить до підвищення навантажень на привода і системи керування механізмами. 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 [5-8].

Машинобудування і зварювальне виробництво

Враховуючи особливості процесів копання гірничих порід і навантаження насипних вантажів застосування приводів, що забезпечують нерівномірну швидкість приведе до підвищення продуктивності землерийних машин. Проведені теоретичні і експериментальні дослідження [5,8] дозволили підтвердити ефективність застосування хвильових ланцюгових передач для отримання нерівномірного (пульсового) руху веденого елемента передачі.

Мета дослідження. Хвильові механізми з передачею руху гнучким зв'язком являються порівняно новою конструкцією передатних механізмів, тому дослідження структури механізмів та процесу передачі тягового зусилля із забезпеченням пульсового руху виконавчих елементів є актуальним. Розробка методики вибору параметрів хвильових ланцюгових і пасових передач для приводів гірничих, підйомно-транспортних і транспортувальних машин з метою підвищення енергоефективності виконавчих механізмів також є актуальною науково-технічною задачею.

Основний матеріал дослідження. У хвильовій передачі принцип роботи полягає у перетворенні руху, який здійснюється гнучким елементом саме за рахунок деформування ланцюга або паска. Сутність принципу деформування пояснюється простим прикладом (рисунок 1).

Розробку методики по визначенню параметрів хвильових передач проведемо застосовуючи сучасні методи теоретичної механіки та теорії механізмів і машин. Так із умови рівноваги стрічки отримуємо вираз для передатного числа зусиль, показаних на рисунку 2:

$$i = \frac{P_2}{P_1} = \frac{1}{2} \sin \gamma \quad (1)$$

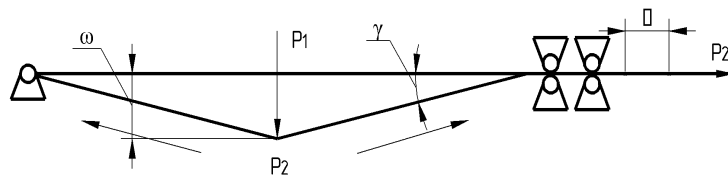


Рисунок 1 – Схема деформування гнучкого зв'язку

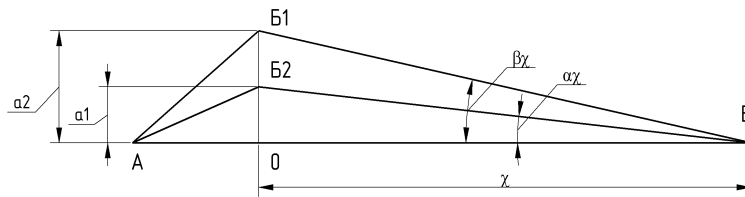


Рисунок 2 – Умовна схема механізму зворотньо-поступального руху

В такому механізмі поперечні переміщення стрічки ω перетворюється в поздовжні θ через деформування стрічки. При малих кутах γ можна отримати дуже велике передатне відношення.

Розглянутий механізм являється механізмом разової або пульсової дії зі змінним передатним відношенням. Це може ускладнювати його застосування в техніці. Однак подібні механізми знайшли промислове застосування, наприклад, в приводах деяких технологічних машин [3,6]

На рисунку 2 наведена умовна схема подвоєного механізму зворотньо-поступальної дії. Структурна схема плоского механізму цього типу представлена на рисунку 3. При повороті

Машинобудування і зварювальне виробництво

кривошипу 1 з кінцевим шківом 2 на кут π гнучкий зв'язок 5 отримає максимальне одностороннє зміщення S_{max} . В межах кута $\pi + 2\pi$ подальшого повороту кривошипа механізм здійснює звільнення гнучкого зв'язку. Для забезпечення безперервного зворотно-поступального руху необхідне застосування спарених механізмів, які працюють при зрушенні фаз на кут повороту π .

Якщо розглядати механізми суміщеними в одній площині, зводячи до нуля дугові ділянки гнучкого зв'язку, всі параметри позначені на схемах (рисунки 2,3).

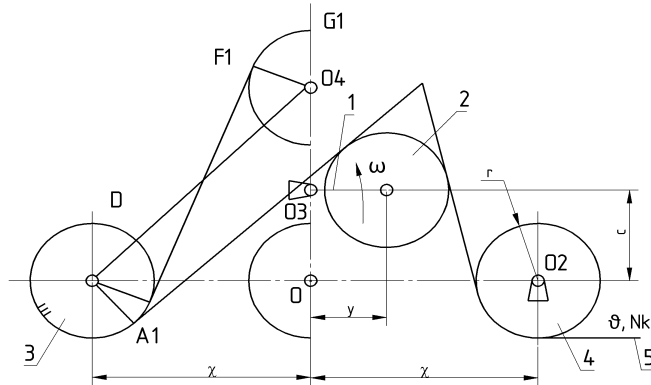


Рисунок 3 – Структурна схема механізму зворотно-поступального руху

При цьому прийняті такі співвідношення:

$$OB_1 = y_2 = const$$

$$OB_2 = y_1 = const$$

$$AO = x_1 = const$$

Із умовної схеми, представленої на рисунку 2, отримаємо функцію переміщення ланцюга (x) від кута обертання водила :

$$f_1(x) = \frac{x}{\cos \alpha_{1x}} \quad (2)$$

$$f_2(x) = \frac{x}{\cos \alpha_{2x}} \quad (3)$$

Звідси:

$$\lim_{x \rightarrow \infty} \delta f(x) = x \lim_{x \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{\cos \alpha_{1x}} - \frac{1}{\cos \alpha_{2x}} \right) = 0 \quad (4)$$

З урахуванням геометрії процесу обертання водила з котками одержимо:

$$S_{max} = (AB_2 - AB_1) + (B_2B_x - B_1B_x) \quad (5)$$

$$S_{max} = C + \delta f(x) \quad (6)$$

При цьому

Машинобудування і зварювальне виробництво

$$\lim S_{\max} = C \tag{7}$$

Таким чином, зі збільшенням X значення S_{\max} зменшується, наближаючись до C .

В результаті перетворень можна отримати фактичну величину зміщення гнучкого елемента:

$$\begin{aligned} 0,5S_{\max} = & \sqrt{(c+y)^2 + x^2 - 4r^2} - \sqrt{(c-y)^2 + x^2 - 4r^2} + \\ & + 2r(-\operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(c+y)^2 + x^2 - 4r^2}}{2r} + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(c-y)^2 + x^2 - 4r^2}}{2r} + \\ & + \operatorname{arctg} \frac{x}{c-y} - \operatorname{arctg} \frac{x}{c+y}) \end{aligned} \tag{8}$$

Аналогом розглянутому механізму служить і інший механізм (рисунок 4). При повороті кривошипа 1 з кінцевим роликком 2 гнучкий зв'язок переміщується вліво на відстань S :

$$S = z \cdot \Delta S \tag{9}$$

де z – кількість роликів генератора хвиль.

Середнє передатне число такої передачі знаходиться з виразу:

$$U_{\text{сеп1}} = \frac{2\pi Rr}{z \cdot \Delta S} \tag{10}$$

Хвильова не співвісна передача легко перетворюється у хвильовий рушій, наприклад транспортного засобу (рисунок 5). Швидкість переміщення каретки транспортного засобу знаходять за формулою:

$$v_2 = \frac{z \cdot \Delta S \cdot \omega}{2\pi} \tag{11}$$

Хвильову передачу (рисунок 5) можна назвати передачею із зовнішнім обкатуванням гнучкого зв'язку. В цій передачі ролики 4 генератора 3 мають зовнішнє розташування по відношенню до жорсткого колеса (шків) Передача, показана на рисунку 5, є модифікацією механізму натиску робочого органу (ковша) екскаватора [7,8].

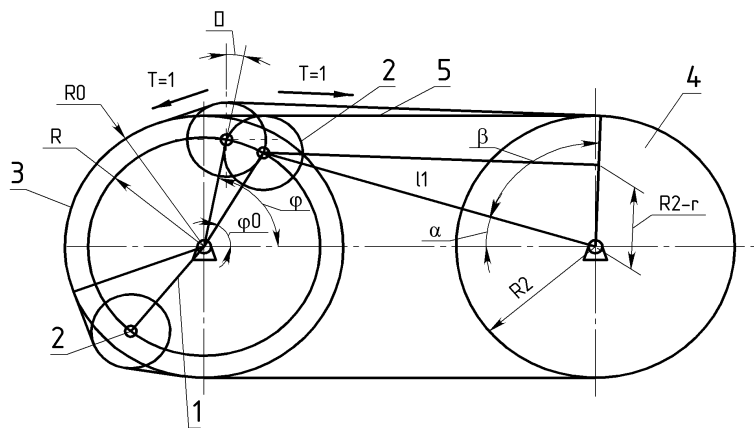


Рисунок 4 – Хвильова не співвісна передача з зовнішнім обкатуванням гнучкого зв'язку

Машинобудування і зварювальне виробництво

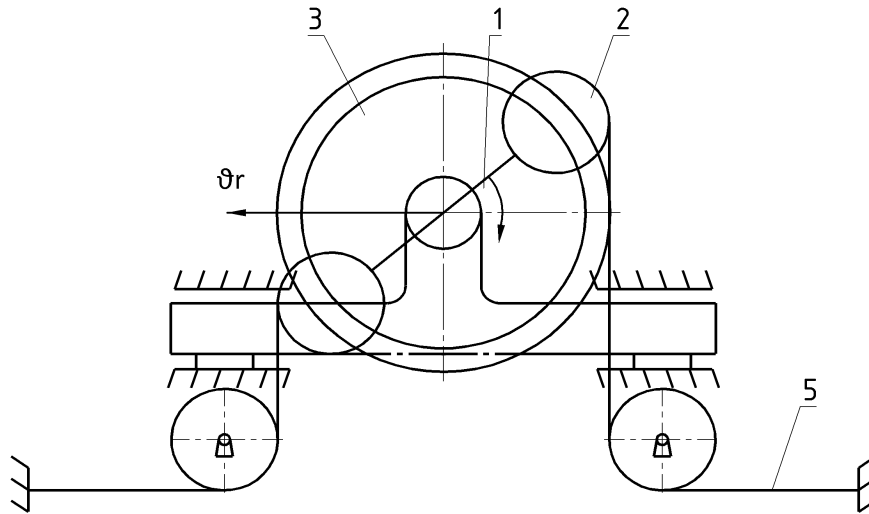
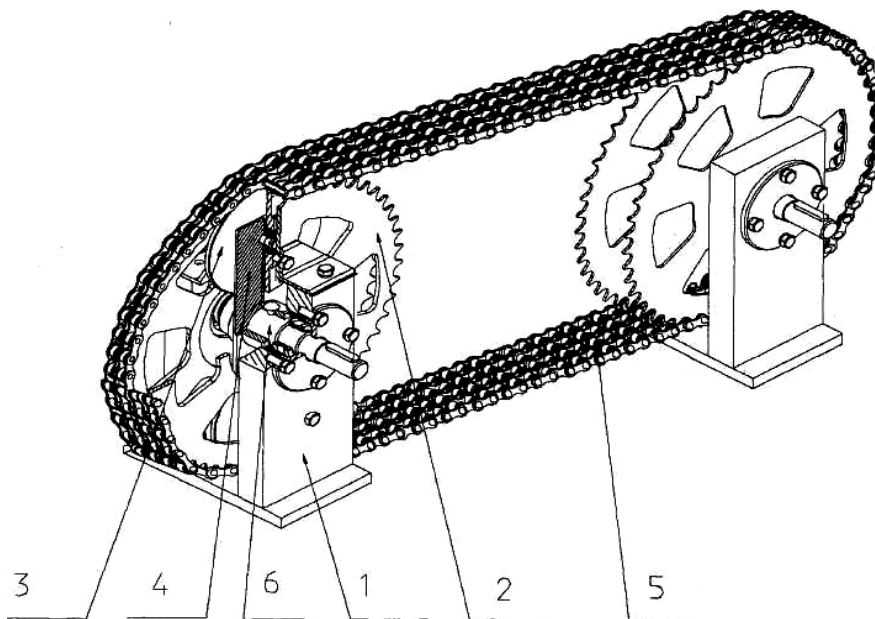


Рисунок 5 – Хвильова передача з зовнішнім обкатуванням гнучкого зв'язку (передача-рушій)

Конструктивно це здійснюється таким чином: жорстке колесо виконується збірним 3 з двох паралельних співвісних дисків; між дисками розташовується генератор хвиль 1 з «утопленими» в зазор між цими дисками деформувальними роликами 2; гнучке колесо 5 утворюється в результаті відсутності жорсткого з'єднання та збільшення периметру гнучкої частини, система перетворюється в гнучкий зв'язок; додається новий – ведений диск 4 (рисунок 4), або зірочка в ланцюгових передачах, кінематичне об'єднані з жорстким колесом або шківом та генератором хвиль гнучким зв'язком (пасом або ланцюгом) відповідно.

У випадку заміни гнучкого зв'язку ланцюговим контуром, а шківів зірочками можна отримати хвильову ланцюгову передачу, конструкція якої показана на рисунку 6.



1 – корпус; 2 – нерухома зірочка; 3 – катки; 4 – водило;
5 – роликовий ланцюг; 6 – приводний вал.

Рисунок 6 – Хвильова ланцюгова передача з багаторядним роликовим ланцюгом

Машинобудування і зварювальне виробництво

В результаті аналізу кінематики хвильової ланцюгової передачі (аналогічно як і для пасових передач) встановлено, що її середнє передатне число можна отримати з виразу:

$$U = \frac{Z_2}{n \cdot \Delta Z'} \quad (12)$$

де Z_2 – число зубів ведучої зірочки;

ΔZ – різниця кроків ділянки ланцюга, який обкатується одним роликком генератора хвиль по відношенню до базової дуги обкатки;

n – кількість роликків (котків) генератора хвиль.

Нормальна робота хвильової ланцюгової передачі забезпечується при виконанні наступної умови:

$$R + r \geq D_H + \delta, \quad (13)$$

де D_H – зовнішній діаметр зірочки;

δ – гарантований зазор, мм.

Наведені вирази характеризують кінематику та умови процесу передачі руху хвильових пасової і ланцюгової передач та порядок визначення їх окремих параметрів.

Теоретичні дослідження впливу значущих параметрів хвильової ланцюгової передачі дозволяють обґрунтовано підійти до вибору кінематичних схем та параметрів приводів виконавчих механізмів технологічних машин [6].

Миттєве значення передатного числа для цієї передачі знаходиться з виразу:

$$U_{\text{мит}} = \frac{R_2}{R} \cdot \frac{1}{\sin(\varphi_0 + \varphi) - \frac{R_0 - r}{R}}, \quad (14)$$

де $\varphi = 0,5 - \alpha_0$;

$$\alpha_0 = \arccos \frac{R_0 - r}{R}.$$

Наведені залежності свідчать, що регулювання передатного числа можна забезпечити зміною параметрів R, R_0 , або r .

Аналіз показує, що при рівномірному русі генератора хвиль, ведений елемент (шків або зірочка) може здійснювати пульсовий рух ($\alpha = \alpha_0$) або пульсовий із вистоем відомої ланки ($\alpha > \alpha_0$). Пульсовий рух можливий для фрикційної передачі тільки теоретично, так як в цьому випадку сумарний кут охоплення гнучким зв'язком обода рівний нулю.

У загальному випадку значення цього кута можливо отримати з виразу:

$$\alpha_{об} = \pi - z \cdot \arccos \frac{R_0 - r}{R} \quad (15)$$

Максимальне значення кутова швидкість ω_2 досягається при $\varphi = \alpha_0$:

$$\omega_{2max} = \frac{(R+r) - R_0}{R_2} \omega_1 \quad (16)$$

Для керування параметрами пульсацій швидкості необхідно визначити кут зміщення по фазі функцій $\varphi_{зд}$ таким чином, щоб точка перетину графіків $\omega_2 = f(\varphi)$ спарених передач

Машинобудування і зварювальне виробництво

відповідала значенням $\omega_2 = 0,5\omega_{2max}$. В результаті алгебраїчних перетворень можна отримати:

$$\varphi_{сд} = 2 \cdot \arccos \frac{R+R_0-r}{2R} \quad (17)$$

Таким чином, рівняння руху відомої ланки спареної передачі, яка працює зі здвигом по фазі, буде:

$$\omega_{2сд} = \frac{R}{R_0} \left\{ \cos[\varphi - (\alpha_0 + \varphi_{сд})] - \frac{R_0-r}{R} \right\} \quad (18)$$

Рівняння руху відомої ланки зі спрямленою швидкістю матиме вигляд:

$$\omega_{вип} = \omega_2 + \omega_{2сд} \quad (19)$$

На рисунках 6, 7 наведено графіки зміни кутової пульсової швидкості відповідно без вистою та з наявністю вистою.

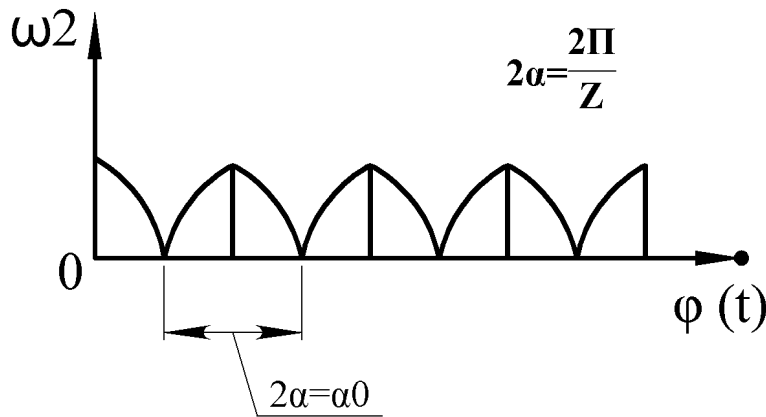


Рисунок 6 – Графік зміни кутової пульсової швидкості без вистою

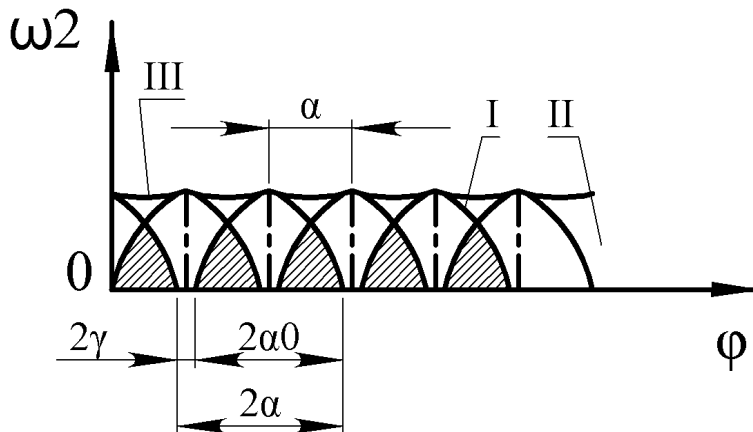


Рисунок 7 – Графік зміни кутової швидкості з наявністю вистою

Аналіз співвідношення параметрів отриманої передачі показує, що збільшення передатного числа призводить до зменшення кута охоплення.

Машинобудування і зварювальне виробництво

Діапазон змін радіуса R , в будь-якому випадку знаходиться в межах $R_{min} = (R_0 - r_x) \dots R_{max}$. Значення R_{max} визначається при $\alpha_{ox} = 0$, тобто:

$$R_{max} = \frac{R_0 - r}{\cos\left(\frac{\pi}{z}\right)} \quad (20)$$

Вважаючи, що середньому значенню радіуса R відповідає задане середнє значення передатного числа [5], для практичних розрахунків отримуємо формулу визначення радіуса обкатки R_0 , ввівши константи (рисунок 4):

$$C_1 = 1 - K, \quad (21)$$

$$C_2 = \left(1 + \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{z}\right)}\right) \quad (22)$$

При цьому:

$$U_{сep1} = \frac{\pi R_2}{z C_1 R_0 (\sqrt{C_2 - 1} - \arccos 1/C_2)}, \quad (23)$$

$$C = \frac{1}{\omega_1} \cos \varphi_0, \quad (24)$$

$$S_{c1} = R \left\{ [\cos \varphi_0 - \cos(\varphi_0 + \varphi)] - \frac{R_0 - r}{R} \right\}. \quad (25)$$

Можлива несинхронність руху гілок 1 та 2 гнучкого зв'язку знаходиться за формулою:

$$\delta S_{\varphi}^1 = S_{c1} - S_{c2}, \quad (26)$$

$$S_{max} = 2R \left(\sin \alpha_0 - \alpha_0 \cdot \frac{R_0 - r}{R} \right). \quad (27)$$

Тоді, після розрахунків:

$$\delta S_{\varphi}^1 = 0 \quad (28)$$

З рівняння рівноваги потужності на ведучому та веденому валах передачі, без урахування витрат зусиль на тертя в елементах передачі та при заданому одиничному зусиллі ($T = 1$), можна отримати вираз для визначення складової швидкості верхньої гілки гнучкого зв'язку:

$$v_{c1}^1 = R \omega_1 \cos \gamma, \quad (29)$$

$$R'_0 = \frac{\pi R_2}{U_{сep1} z C_1 R_0 (\sqrt{C_2 - 1} - \arccos 1/C_2)}. \quad (30)$$

Тоді, вважаючи заданими $U_{сp1}$ та R_0 , можна визначити залежність тягової здатності передачі в межах $R_x = R'_0 C_1 C_2$:

$$\alpha_{об} = \arccos \frac{C_1 R_0}{R_x} \quad (31)$$

Машинобудування і зварювальне виробництво

Величина попереднього натягу гілок гнучкого елемента для фрикційної (наприклад пасової) передачі знаходиться за відомою формулою Ейлера:

$$S_0 = \frac{P}{2} \left(\frac{e^{f\alpha_{06}} + 1}{e^{f\alpha_{06}} - 1} \right), \quad (32)$$

де e – основа натурального логарифму;

P – зусилля;

f – коефіцієнт тертя ременя по жорсткому ободу.

Дані вирази дозволяють отримати графічні залежності середнього передатного числа та сумарного кута охоплення α_{ox} від параметра R_x при різних числах роликів Z [5]

Розрахунки проведені при наступному припущенні: гілки гнучкого зв'язку при обертанні генератора хвиль та веденого шківів або зірочки залишаються паралельними самі собі у вихідному положенні. В цьому випадку швидкість руху ведучої гілки гнучкого зв'язку знаходиться з виразу:

$$v'_{c1} = \omega_1 R \left[\sin(\varphi_0 + \varphi) - \frac{R_0 - r}{R} \right] \quad (33)$$

Для знаходження шляху переміщення цієї гілки у функції кута повороту φ отримаємо залежність:

$$\frac{dS_{c1}}{dt} = \omega_1 R \left[\sin(\varphi_0 + \omega t) - \frac{R_0 - r}{R} \right], \quad (34)$$

При інтегруванні цієї залежності, отримаємо:

$$S_{c1} = \omega_1 R \left[-\frac{1}{\omega_1} \cos(\varphi_0 + \omega t) - \frac{R_0 - r}{R} \right] t + C \quad (35)$$

Після тригонометричних перетворень маємо:

$$\gamma = \pi [(\varphi_0 + \varphi) + (\alpha + \beta)], \quad (36)$$

$$\alpha = \arctg \frac{R \sin(\varphi_0 + \varphi)}{A - R \cos(\varphi_0 + \varphi)}, \quad (37)$$

$$\beta = \arccos \frac{R_2 - r}{R_2 + A^2 - 2RA \cos(\varphi_0 + \varphi)}. \quad (38)$$

На рисунку 8 наведено графічні залежності середнього передатного числа та сумарного кута охоплення α_{ox} від параметра R_x при різних числах роликів Z

Машинобудування і зварювальне виробництво

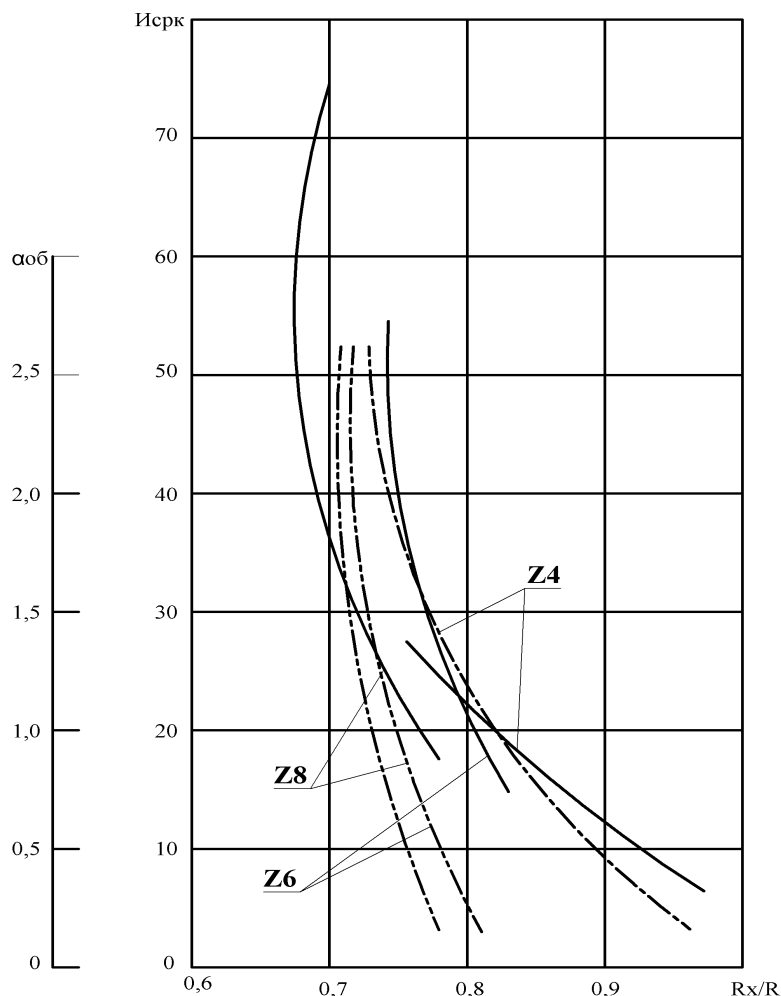


Рисунок 8 – Графічні залежності середнього передатного числа та сумарного кута охоплення $\alpha_{об}$ від параметра R_x при різних числах роликів Z

Теоретичні дослідження впливу значущих параметрів хвильової ланцюгової передачі дозволяють обґрунтовано підійти до вибору кінематичних схем та параметрів приводів виконавчих механізмів технологічних машин.

ВИСНОВКИ

Наведено результати дослідження можливості застосування хвильових передач, як складових елементів в приводах технологічних машин, для забезпечення нерівномірного руху робочих органів з метою підвищення їх енергоефективності. К основним результатам дослідження відносяться:

- можливість забезпечення нерівномірної (пульсової) швидкості руху веденого елемента, яка залежить від конструктивних параметрів передачі;
- можливість в широкому діапазоні змінювати передатне відношення привода механізму з можливим вистосом веденого елемента або без нього;
- можливість забезпечення імпульсного руху веденої ланки, наприклад робочого органу технологічної машини, при відповідній кутовій швидкості ведучого елемента;
- можливість обґрунтованого підходу до вибору і визначенню геометричних і

Машинобудування і зварювальне виробництво

кінематичних параметрів хвильових пасових і ланцюгових передач;

- запропоновані конструкції і конкретні приклади застосування хвильових передач в приводах технологічних машин.

Список використаних джерел

1. Блохін В.С., Маліч М.Г. Основні параметри технологічних машин. Машини для земляних робіт : У 2ч . – К.: Вища шк., 2006.- Ч.1 – 407 с. ISBN 966-642-289-1(ч. 1)
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 преобразования непрерывного вращательного движения в шаговое вращение. Степанов Е.А., Крупко В.Г., Бондаевский Г.И., Шнюков В.С. Бюл.изобрет №20, 1986.
4. Патент України на корисну модель № 68714 МПК Е 02F 16 G 13/00 від 16 08.2004 р. Хвильовий ланцюговий редуктор. Дорохов М.Ю. Крупко В.Г.
5. Крупко В.Г., Кучер Н.О. Хвильові ланцюгові передачі у приводах землерийних машин. Вісник ХНАДУ: зб. наукових праць. Вып.73. - Харків, 2016. - С 184-189.
6. Крупко В.Г., Дорохов М.Ю. Розробка привода сучасних підйомно-транспортних машин із хвильовим ланцюговим передаточним механізмом / Підйомно-транспортна техніка.- 2004. - №2(10) - С41-45.
7. Патент України на корисну модель №67932 МПК Е 02 F 3/08 від 15.07.2004 р. Натискний механізм екскаватора. Альошичев П.В., Дорохов М.Ю. Крупко В.Г.
8. Суглобов В.В., Крупко В.Г. Застосування хвильових ланцюгових передач в приводах технологічних машин /Наука та виробництво: міжвуз. темат. зб. наук. пр. - Вип. 25 //ДВНЗ «ПДТУ». – Дніпро, ПДТУ, 2023. – С. 44 – 49.

Suglobov V.V.,Krupko V.G., Krupko I.V.

WAVE BELT AND CHAIN GEARS IN DRIVES OF TECHNOLOGICAL MACHINES

The results of the study of the possibility of using wave transmissions as components in the drives of technological machines to ensure uneven movement of working bodies in order to increase their energy efficiency are presented. Designs of wave belt and chain gears are proposed, which allow changing the gear ratio of the drives of the executive mechanisms with or without the possible downtime of the driven element. These gears are also able to provide impulse movement of the driven link, for example, the working body (bucket) of a single-bucket excavator. The possibility of a reasonable approach to the selection and determination of geometric and kinematic parameters of wave belt and chain transmissions is noted. Proposed designs and specific examples of the application of wave transmissions in drives of technological machines.

Keywords: wave belt and chain transmissions, kinematics of wave transmissions, pulsating motion.

Стаття надійшла 18.10.2024р.