

Ромасевич Ю.О.,
Маліневський О.Д.
Національний університет
біоресурсів і природокорис-
тування України,
м. Київ, Україна
E-mail: romase-
vichyuriy@ukr.net

**ДИНАМІЧНИЙ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИЙ
АНАЛІЗ ЧАСТОТНО-КЕРОВАНОВОГО
ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА**

<https://doi.org/10.37700/ts.2024.24.143-155>

УДК 621.87

Ромасевич Ю.О., Маліневський О.Д. Динамічний та енергетичний аналіз частотно-керованого пуску гвинтового конвеєра.

Анотація. У наведеному дослідженні у першому наближенні представлено аналіз частотно-керованого режиму пуску гвинтового конвеєра. Виходячи з кінематичної схеми гвинтового конвеєра, до складу якої входять двигун, пасова передача та шнек, було розроблено двомасову динамічну модель. За узагальнені координати було прийнято кутові координати зведеної маси приводу та шнеку. Рух динамічної моделі у часі описано за допомогою системи диференціальних рівнянь другого порядку, при побудові якої було використано принцип д'Аламбера. Привод більшості сучасних підіймально-транспортуючих машин, у тому числі й гвинтових конвеєрів, здійснюється за допомогою асинхронного електроприводу. Деякі гвинтові конвеєри обладнують частотними перетворювачами, які мають доволі розширені опції налаштування. Однією з них є тип характеристики наростання частоти напруги живлення двигуна від нуля до номінального значення. У сучасних частотних перетворювачів є чотири основні типи характеристик: лінійна, S-подібна, U-подібна та подвійна S-подібна. У даному дослідженні у першому наближенні досліджено їхній вплив на динамічні та енергетичні характеристики гвинтового конвеєра під час його розгону. Для цього виконано розв'язок рівняння руху динамічної системи та встановлено залежності, які описують рух окремих елементів конвеєра у часі. Надалі проведено аналітичні розрахунки окремих оціночних показників руху конвеєра (середньоквадратичні значення рушійного моменту, крутного моменту у пружно-в'язкому зв'язку, амплітуди коливань та енергія коливань динамічної системи у кінці розгону) та побудовано відповідні графічні залежності. Крім того, за допомогою відповідних просторових графічних залежностей досліджено вплив тривалості розгону динамічної системи до номінального значення та самої номінальної швидкості на величини оціночних показників.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, характеристики наростання частоти, частотно-керований привід, оціночні показники.

Romasevych Yu.O., Malinevskiy O.D. Dynamic and energy analysis of frequency-controlled screw conveyor start.

Abstract. In the study, the analysis of the frequency-controlled start-up mode of the screw conveyor is presented in the first approximation. A two-mass dynamic model was developed based on the kinematic scheme of the screw conveyor, which includes a motor, belt drive and screw. The angular coordinates of the reduced mass of the drive and the screw were taken as generalized coordinates. The movement of the dynamic model in time is described by using

a system of differential equations of the second order. They were obtained with d'Alembert's principle. Most modern hoisting and transporting machines, including screw conveyors, are driven by an asynchronous electric drive. Some screw conveyors are equipped with frequency inverters that have quite advanced tuning options. One of them is the curve of frequency of the motor voltage increasing from zero to the nominal value. Modern frequency inverters have four main types of curves: linear, S-shaped, U-shaped and double S-shaped. In this study, in the first approximation, their influence on the dynamic and energetic characteristics of the screw conveyor during its acceleration is investigated. For this, the solution of the equation of motion of the dynamic system was carried out and dependencies were established that describe the movement of individual elements of the conveyor in time. Analytical calculations of evaluation indicators of conveyor movement (RMS values of the driving torque, torque in the elastic-viscous connection, amplitude of oscillations and energy of oscillations of the dynamic system at the end of acceleration) were carried out and the corresponding plots were built. In addition, with the help of the corresponding 3D plots, the influence of the system parameters (the reduced stiffness coefficient of the drive, the reduced moment of inertia of the second part of the system and the reduced stiffness coefficient of the drive), as well as the duration acceleration of the studied system to the nominal value on the values of the evaluation indicators, was investigated.

Key words: screw conveyor, frequency curves, frequency-controlled drive, evaluation indicators.

Постановка проблеми

В сучасному промисловому та аграрному виробництві широке використання отримали гвинтові конвеєри, що пов'язано зі зручністю їх експлуатації та доволі високою продуктивністю. Одним із основних недоліків при експлуатації такого типу конвеєрів є наявність небажаних динамічних навантажень, що виникають у його елементах при прямому пуску асинхронного електроприводу та енерговтрати в приводі. Мінімізувати величину небажаних динамічних навантажень та енерговтрат можливо за рахунок встановлення частотно-керованого приводу із раціональним підбором характеристики наростання частоти напруги живлення від нуля до номінального значення. Ця задача виходить за рамки інженерних розрахунків і представляє собою актуальну наукову задачу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Під час перехідних процесів у ланках механізмів і машин виникають динамічні навантаження. Задачі оцінки цих навантажень і їх дослідження дають змогу визначити шляхи зменшення динамічних зусиль і моментів, що, в свою чергу, дозволяє розробити шляхи підвищення надійності машин і механізмів.

Для вивчення динаміки руху машин необхідно, насамперед, розробити динамічну модель, тобто створити ідеалізований об'єкт з певними характеристиками у вигляді інерційних, пружних, дисипативних та силових параметрів. Для цього необхідно реальну машину замінити фізичною моделлю, яка складається із зосереджених мас, що з'єднанні між собою пружними безінерційними зв'язками. Реальні механічні системи практично мають безмежну кількість ступенів вільності. Для спрощення розрахунків і отримання конкретних результатів конвеєр замінюється динамічною моделлю із скінченною кількістю елементів. Надалі вивчаються зусилля (моменти), які виникають у пружно-дисипативних елементах динамічної моделі конвеєра і проводиться експериментальна перевірка отриманих результатів. За цієї схемою проведено досить значну кількість досліджень. Виконаємо аналіз деяких з них.

У праці [1] дослідниками побудовано модель енергоспоживання нового шнекового конвеєра з гнучкими дискретними спіральними лопатями. Практичність даної розробки перевірялася шляхом моделювання та експериментального тестування. Результати моделювання показують, що збільшення кута спіралі збільшує швидкість транспортування частинок вантажу. Діаметр гнучких лопатей також впливає на енергоспоживання шнекового конвеєра. Експериментальне тестування підтвердило результати аналізу та моделювання. У серії наукових праць [2, 3] група авторів розробила нові конструкції гвинтових конвеєрів із розширеними функціональними можливостями (транспортування, сепарація тощо). Для розробки таких конструкцій автори провели математичне моделювання роботи машин та встановили оптимальні конструктивні і режимні параметри їхньої роботи. У роботі [4] проведено обширний огляд робіт з динаміки транспортування і змішування гранульованого потоку, засобами шнекових живильників/конвеєрів. Проведено аналіз теоретичних робіт із акцентом на використання методу дискретних елементів та експериментальних досліджень. У роботах [5-7] проведено комплекс досліджень із розробки нових гнучких (шарнірно-секційних) робочих органів гвинтових конвеєрів, створено їхні математичні моделі, проведено розрахунок динамічних (пускових) моментів при номінальному навантаженні та при гальмуванні системи. Крім того, розроблено дослідну установку комбінованого гвинтового конвеєра та визначено осьову швидкість і потужність транспортування сипучих матеріалів по криволінійному маршруту. Такі роботи дозволяють отримати раціональні параметри гвинтових конвеєрів, які забезпечують транспортування матеріалу по геометрично складних ділянках трас. У статті [8] досліджено вертикальний шнековий конвеєр зі змінною площею перерізу шнека. Побудована авторами на основі методу дискретних елементів математична модель конвеєра дозволила встановити вплив параметрів машини на її експлуатаційні характеристики. Стаття [9] присвячена питанням дослідження динаміки транспортування частинок несферичної форми. Для цього були використані чисельні методи моделювання, причому частинки моделюються за допомогою супереліпсоїди. Результати моделювання демонструють, що форма частинок впливає на поведінку потоку частинок і знос конвеєра. У роботі отримано оцінки продуктивності транспортування та інші експлуатаційні показники. Аналогічні дослідження наведені у роботі [10] де частинки матеріалу, що переміщується, розглядаються у вигляді поліедрів. Для моделювання цих процесів використано метод кінцевих елементів, що реалізовано із застосуванням графічних процесорів. У роботі [11] досліджено вплив кута нахилу, форми і діаметра вала на продуктивність шнекового конвеєра. Розрахунки проведені із використанням методу кінцевих елементів. У статті [12] на основі програмного забезпечення ADAMS View досліджено коливання гвинта конвеєра, які виникають у різних напрямках. Автори рекомендують виконувати експлуатацію конвеєра із швидкістю, яка не допускає виникнення резонансних явищ у ланках машини. У статті [13] автори навели оптимізаційний підхід до виробництва структурних елементів гвинтових конвеєрів, а також виконали оцінку їх міцнісних властивостей. У роботі [14] документі оптимізацію конструкції та випробування нової системи на основі шнекового конвеєра для зачерпування матеріалу у технологіях видобування нафти. Автори розробили конструкцію та провели експериментальне дослідження її фізичної моделі. Робота [15] містить дослідження градієнта тиску матеріалу, який переміщується гвинтовим конвеєром. Для цього було розроблено відповідну модель та проведено її валідацію шляхом проведення експериментальних досліджень. Встановлено, що досліджуваний градієнт лінійно зменшується вздовж напрямку осі гвинта. Автором статті [16] виконано аналіз динамічних процесів, котрі виникають у телескопічних гвинтових конвеєрах під час їх експлуатації. Побудовано математичну модель

динаміки системи „телескопічний гвинт – сипке середовище”. Однак при виконанні математичного моделювання у математичній моделі не враховувалися дисипативні властивості, що може суттєво впливати на достовірність отриманих результатів.

Із аналізу наукових статей спостерігається те, що значна кількість науковців займалася дослідженням динамічних і енергетичних процесів, які мають місце у гвинтових конвеєрах. Однак дослідженню частотно-керованого електроприводу гвинтового конвеєра, який присутній у деяких марках транспортуючих машин, приділено мало уваги.

Формулювання мети досліджень

Метою дослідження є визначення раціональних параметрів налаштування частотно-керованого електроприводу гвинтового конвеєра.

Результати досліджень

Для проведення досліджень наведемо кінематичну схему гвинтового конвеєра рис. 1.

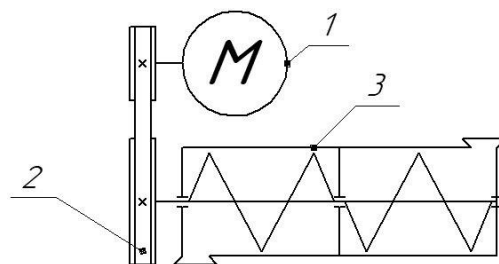


Рис. 1. Кінематична схема гвинтового конвеєра

На рис. 1, представлено наступні позначення: 1 електродвигун; 2 пасова передача; 3 шнек. Використовуючи кінематичну схему гвинтового конвеєра (рис. 1), розроблено двомасову динамічну моделі, яка представлена на рис. 2.

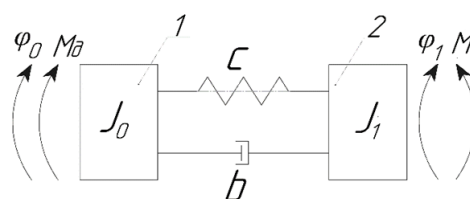


Рис. 2. Двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра

На рис. 2 представлено наступні позначення: 1 – привід гвинтового конвеєра; 2 – шнек; M_0 – рушійний момент приводу; M_{on} – момент опору руху машини; J_0 – зведений момент інерції приводу; J_1 – зведений момент інерції шнека; c – зведений коефіцієнт жорсткості приводу (пасової передачі); b – зведений коефіцієнт дисипації приводу; φ_0 та φ_1 – узагальнені кутові координати повороту зосереджених мас приводного механізму та гвинта (шнека) відповідно. Всі наведені вище величини зведені до пасової передачі.

Диференційні рівняння, які описують рух динамічної моделі (рис. 2) у часі, мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} M_0 = J_0 \ddot{\varphi}_0 + c(\varphi_0 - \varphi_1) + b(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1); \\ c(\varphi_0 - \varphi_1) + b(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_{on}. \end{cases} \quad (1)$$

При побудові математичної моделі руху гвинтового конвеєра використовувався принцип д'Аламбера [17]. Розв'язок системи диференціальних рівнянь (1), виконувався при наступних параметрах гвинтового конвеєра: $c=1,14$ Нм/рад; $b=0$ (оскільки дисипація не значно впливає на динамічні та енергетичні показники роботи машини, то її у рамках даного дослідження не враховано); $\omega_T=1$ рад/с; $J_0=0,0128$ кгм²; $J_1=0,0585$ кгм²; $M_{on}=0$ (будемо досліджувати випадок, коли пуск конвеєра виконується на холостому ході, а силами тертя, що при цьому виникають, можна знехтувати).

Більшість сучасних частотних перетворювачів, що встановлюються на електропривод підйимально-транспортуючих машин, володіють значною кількістю параметрів налаштування. У даному дослідженні запропоновано приділити основну увагу типам характеристики наростання частоти напруги живлення електроприводу конвеєра до номінального значення. В параметрах налаштування частотного перетворювача існують наступні типи характеристик наростання частоти: лінійна; S -подібна; U -подібна; подвійна S -подібна [18-20].

Оскільки дана стаття має за мету проведення лише попереднього дослідження частотно-керованого пуску гвинтового конвеєра, то будемо вважати, що кутова швидкість прямопропорційно залежить від частоти напруги живлення приводу, яку формує частотний перетворювач. У цьому випадку для лінійної характеристики зміни кутової швидкості $\dot{\varphi}_0$ буде справедливий наступний вираз:

$$\dot{\varphi}_{0,L} = \frac{t\omega_T}{T}; \quad (2)$$

де t – час; ω_T – номінальна кутова швидкість; T – тривалість розгону до номінальної швидкості ω_T . Пуск за S -подібною характеристикою описується за наступною формулою:

$$\dot{\varphi}_{0,S} = \frac{t^2(-2t+3T)\omega_T}{T^3}. \quad (3)$$

U -подібна характеристика пуску описується наступним виразом:

$$\dot{\varphi}_{0,U} = -\frac{t(t-2T)\omega_T}{T^2}. \quad (4)$$

Вираз, що описує подвійну S -подібну характеристику, має наступний вигляд:

$$\dot{\varphi}_{0,2S} = \frac{t^2(-24t^3+60t^2T-50tT^2+15T^3)\omega_T}{T^5}. \quad (5)$$

Для дослідження характеристик пуску динамічної системи (рис. 2) виконаємо розв'язок наступної задачі Коші:

$$\begin{cases} \varphi_0 = \varphi_1 + \Omega_0^{-2}\tilde{\varphi}_1; \\ \varphi_1(0) = 0; \tilde{\varphi}_1(0) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

де Ω_0 – частота власних коливань динамічної системи (рис. 2) ($\Omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J_1}}$). Кожного разу

замість φ_0 будемо підставляти визначені інтеграли правих частин виразів (2)-(5). В результаті отримано вирази узагальненої кутової координати φ_1 при умовах, що частота напруги живлення приводу буде змінюватись за лінійною, S -подібною, U -подібною та подвійною S -подібною характеристиками. При лінійній характеристиці наростання частоти розв'язок задачі Коші (6) матиме такий вигляд:

$$\dot{\varphi}_{1,L} = \frac{\omega_T}{2T\Omega^2}(-2+t^2\Omega+2\cos(t\Omega)). \quad (7)$$

За S -подібною характеристикою отримаємо такий розв'язок:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_{1,S} = & \frac{\omega^2}{2T^3\Omega^4}(-24+12t(t-T)\Omega^2-t^3(t-2T)\Omega^4 + \\ & + 24\cos(t\Omega)+12\sin(t\Omega)). \end{aligned} \quad (8)$$

Для U -подібною характеристикою шуканий вираз буде таким:

$$\dot{\varphi}_{1,U} = \frac{\omega_T}{3T^3\Omega^3} (6(t-T)\Omega - t^2(t-3T)\Omega^3 + 6T\Omega \cos(t\Omega) - 6\sin(t\Omega)). \quad (9)$$

Для подвійної S -подібної хаарктеристики наростання частоти напруги живлення отримаємо:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_{1,2S} = & \frac{\omega_T}{2T^5\Omega^6} (5760 - 120(24t^2 - 24tT + 5T^2)\Omega^2 + 60t(t-T) \times \\ & \times (-2t+T)^2\Omega^4 + t^3(-8t^3 + 24t^2T - 25tT^2 + 10T^2)\Omega^6 + \\ & + 120(-48 + 5T^2\Omega^2)\cos(t\Omega) + 60T\Omega(-48 + T^2\Omega)\sin(t\Omega). \end{aligned} \quad (10)$$

Було побудовано відповідні графічні залежності кутової швидкості приводного механізму та гвинта (шнека) конвеєра для чотирьох досліджуваних характеристик пуску (рис. 3).

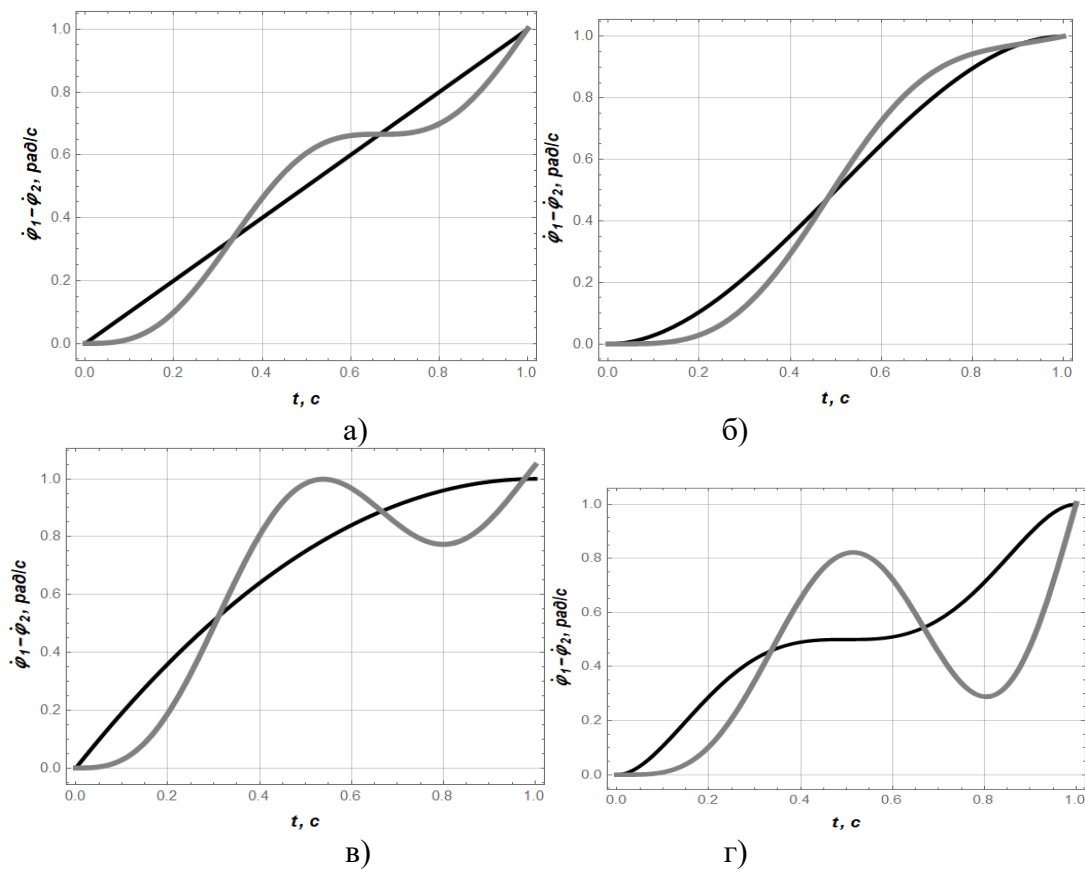


Рис. 3. Графічні залежності зміни кутових швидкостей приводного механізму (чорна крива) та гвинта (сіра крива) для характеристик наростання частоти напруги живлення приводу конвеєра: а) лінійної; б) S -подібної; в) U -подібної; г) подвійної S -подібної

Також було побудовано фазові портрети коливань системи під час розгону за досліджуваними характеристиками (рис. 4).

Спостерігається, що найменше відхилення швидкостей приводного механізму та гвинта (шнека) виникає при S -подібній характеристиці, а найбільше – для подвійної S -подібної характеристики. Аналогічна ситуація і для показника деформації пружного зв'язку приводу. У результаті проведеного дослідження, також було розраховано аналітичні вирази, які дають змогу отримати величини оціночних динамічних і енергетичних показників руху системи (табл. 1). У табл. 1 показник середньоквадратичного значення рушійного моменту для лінійної характеристики позначено як $M_{Л.0}^{RMS}$. Цей показник для інших характеристик представлено як частку від величини $M_{Л.0}^{RMS}$.

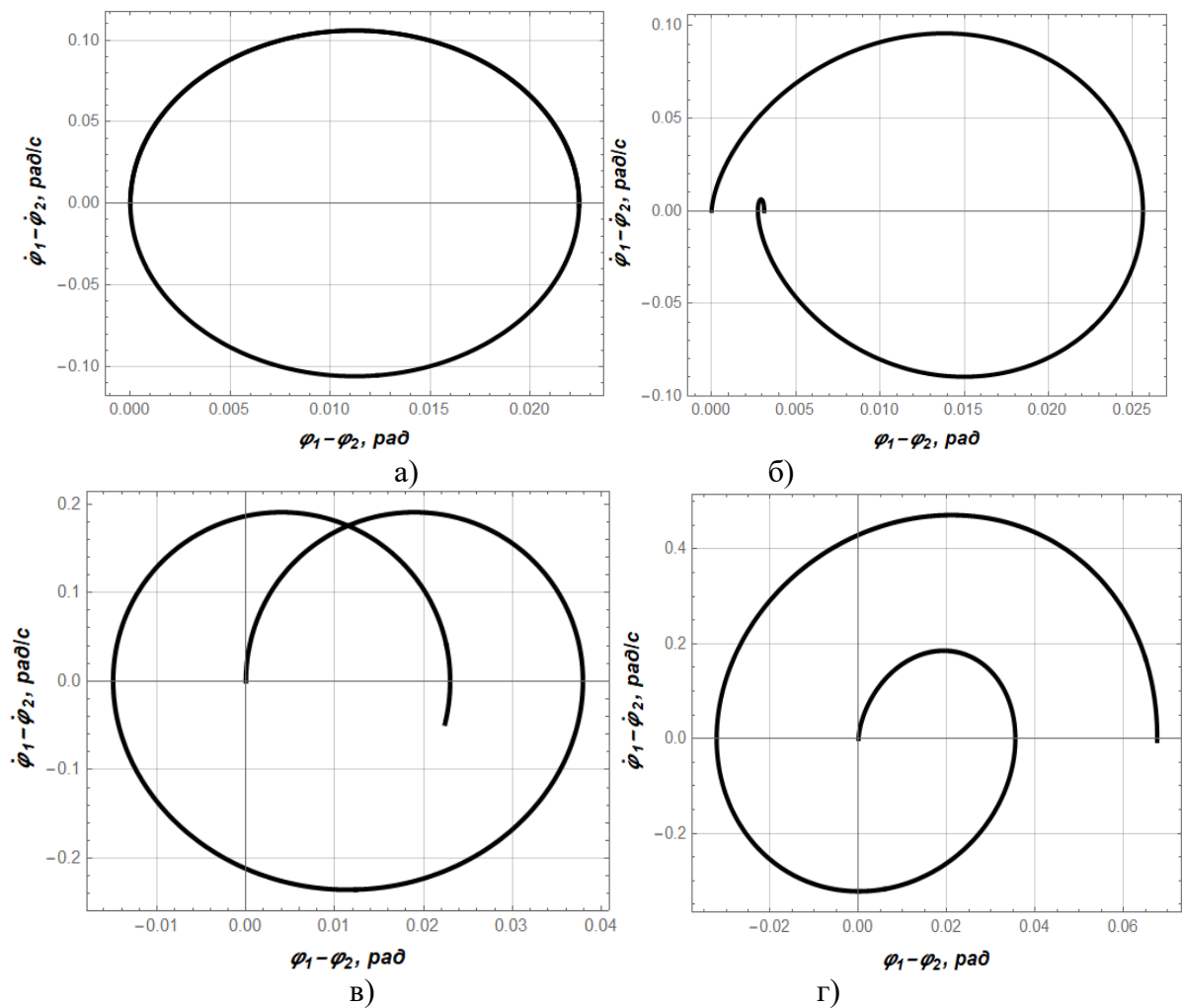


Рис. 4. Фазові портрети коливань динамічної системи для характеристик наростання частоти напруги живлення: а) лінійної; б) S-подібної; в) U-подібної; г) подвійної S-подібної

Таблиця 1

Залежності оціночних показників при різних характеристиках зміни частоти напруги живлення приводу конвеєра

Оціночні показники	Характеристики			
	Лінійна	S-подібна	U-подібна	подвійна S-подібна
Середньоквадратичне значення рушійного моменту	$M_{Л.о}^{RMS} = \frac{J_1 \omega_T}{T}$	$M_{Л.о}^{RMS} \left(\frac{6}{5}\right)^{1/2}$	$M_{Л.о}^{RMS} \left(\frac{4}{3}\right)^{1/2}$	$M_{Л.о}^{RMS} \left(\frac{10}{7}\right)^{1/2}$

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5
Середнь-оквадратичне значення крутного моменту у передачі (пружно-в'язкому зв'язку)	$\frac{0,25\omega_r c}{T\Omega^2 \sqrt{T\Omega}} \times (6T\Omega - 8\sin(T\Omega) + \sin(2T\Omega))^{1/2}$	$\left(\frac{6}{5}\right)^{1/2} \frac{\omega_r c}{T^3 \Omega^4 \sqrt{T\Omega}} \times ((c^2 \omega^2 (2(90T\Omega + 35T^3 \Omega^3 + T^5 \Omega^5 - 480\sin(T\Omega) + 30\sin(2T\Omega)) - 15T\Omega(-48\cos(T\Omega) + 4\cos(2T\Omega) + T\Omega(-8\sin(T\Omega) + \sin(2T\Omega))))^{1/2}$	$\left(\frac{1}{3}\right)^{1/2} \frac{\omega_r c}{T^2 \Omega^3 \sqrt{T\Omega}} \times (((10T^3 \Omega^3 - 24 \times \sin(T\Omega) - 3\sin(2T\Omega)) \times 3T\Omega(8\cos(T\Omega) + 2\cos(2T\Omega) + T\Omega \sin(2T\Omega))))$	$\left(\frac{5}{7}\right)^{1/2} \frac{c \omega_r}{T^5 \Omega^6 \sqrt{T\Omega}} ((2 \times (4354560T\Omega - 60480T^3 \Omega^4 - 1638T^5 \Omega^5 + 447T^7 \Omega^7 + T^9 \times \Omega^9 - 34836480\sin(T\Omega) + 1451520\sin(2T\Omega)) + 315T\Omega \times (48(3840 - 384T^2 \Omega^2 + 5T^4 \times \Omega^4) \cos(T\Omega) - 4(-48 + T^2 \Omega^2) \times (-48 + 5T^2 \Omega^2) \cos(2T\Omega) + T\Omega \times (8(9408 - 344T^2 \Omega^2 + T^4 \Omega^4) \times \sin(T\Omega) - (4224 - 196 \times T^2 \Omega^2 + T^4 \Omega^4) \sin(2T\Omega))))^{1/2}$
Середнь-оквадратичне значення амплітуди коливань	$\frac{\omega_r}{T\Omega^2 \sqrt{T\Omega}} (6T\Omega - 8\sin(T\Omega) + \sin(2T\Omega))^{1/2}$	$\frac{\omega_r}{T^3 \Omega^4 \sqrt{T\Omega}} \times (((2(90T\Omega + 35T^3 \Omega^3 + T^5 \Omega^5 - 480\sin(T\Omega) + 30\sin(2T\Omega)) - 15T\Omega(-48\cos(T\Omega) + 4\cos(2T\Omega) + T\Omega(-8\sin(T\Omega) + \sin(2T\Omega))))^{1/2}$	$\frac{\omega_r}{T^2 \Omega^3 \sqrt{3T\Omega}} \times (((\omega^2 10T^3 \Omega^3 - 24 \sin(T\Omega) - 3\sin(2T\Omega) + 3T\Omega(8\cos(T\Omega) + 2\cos(2T\Omega) + T\Omega \sin(2T\Omega))))^{1/2}$	$\frac{\omega_r}{T^5 \Omega^6 \sqrt{T\Omega}} ((2(4354560 \times T\Omega - 60480T^3 \Omega^4 - 1638 \times T^5 \Omega^5 + 447T^7 \Omega^7 + T^9 \Omega^9 - 34836480 \times \sin(T\Omega) + 1451520 \times \sin(2T\Omega)) + 315T\Omega \times (48(3840 - 384T^2 \Omega^2 + 5T^4 \Omega^4) \cos(T\Omega) - 4 \times (-48 + T^2 \Omega^2)(-48 + 5T^2 \Omega^2) \cos(2T\Omega) + T\Omega(8(9408 - 344T^2 \Omega^2 + T^4 \Omega^4) \sin(T\Omega) - (4224 - 196T^2 \Omega^2 + T^4 \Omega^4) \sin(2T\Omega))))^{1/2}$
Енергія коливань системи у кінці розгону	$\left(\frac{\omega_r}{T\Omega^2}\right)^2 (c \times (\cos(T\Omega) - 1)^2 + J_1 \Omega^2 \sin(T\Omega))^2$	$\left(\frac{6\omega_r}{T^3 \Omega^4}\right)^2 (c + J_1 \Omega^2 + (J_1 \Omega^2 - c) \cos(T\Omega)) \times (T\Omega \cos(\frac{T\Omega}{2}) - 2 \sin(\frac{T\Omega}{2}))^2$	$2 \left(\frac{\omega_r}{T^2 \Omega^3}\right)^2 \times ((c(-T\Omega \cos(T\Omega) + \sin(T\Omega))^2 + J_1 \Omega^2 - 1 + \cos(T\Omega) + T\Omega \sin(T\Omega))^2)$	$900 \left(\frac{1}{T^5 \Omega^6}\right)^2 ((c + J_1 \Omega^2 + (-c + J_2 \Omega^2) \cos(T\Omega)) \times (T\Omega(-48 + T^2 \Omega^2) \omega_r \times \cos(\frac{T\Omega}{2}) + 2(48 - 5T^2 \Omega^2) \omega_r \sin(\frac{T\Omega}{2}))^2)$

Використовуючи вирази, що наведені у табл. 1, виконаємо побудову графічних залежностей (рис. 5-7).

Всі графіки наведено для лінійної та подвійної S-подібної характеристик зміни частоти напруги живлення приводу. Інші характеристики дають подібні до представлених результати і тому тут не наведені.

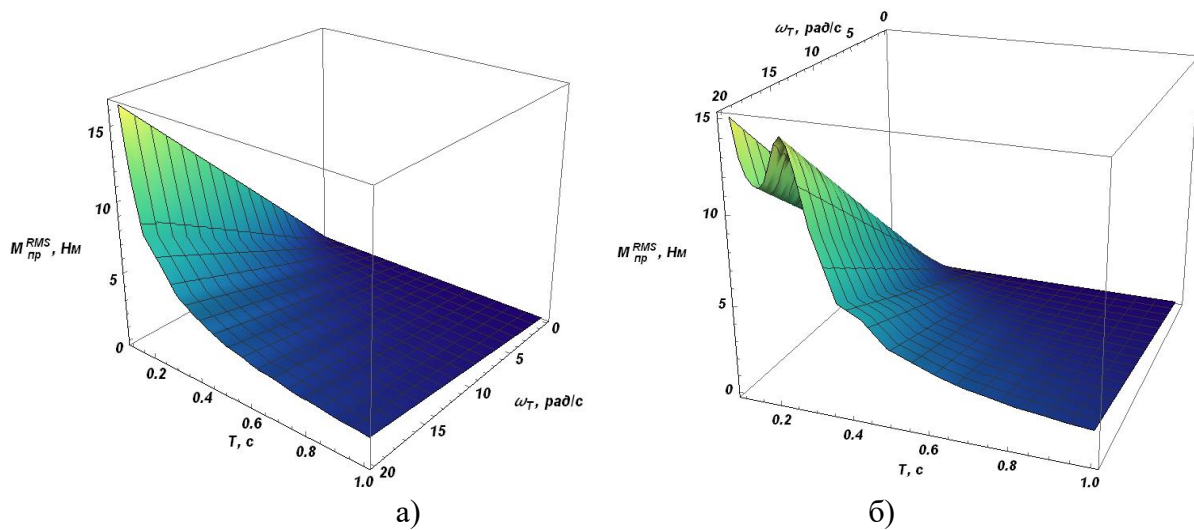


Рис. 5. Графічні залежності зміни середньоквадратичного значення крутного моменту у передачі (пружно-в'язкому зв'язку) від величин ω_T та T для характеристик наростання частоти напруги живлення: а) лінійної; б) подвійної S-подібної

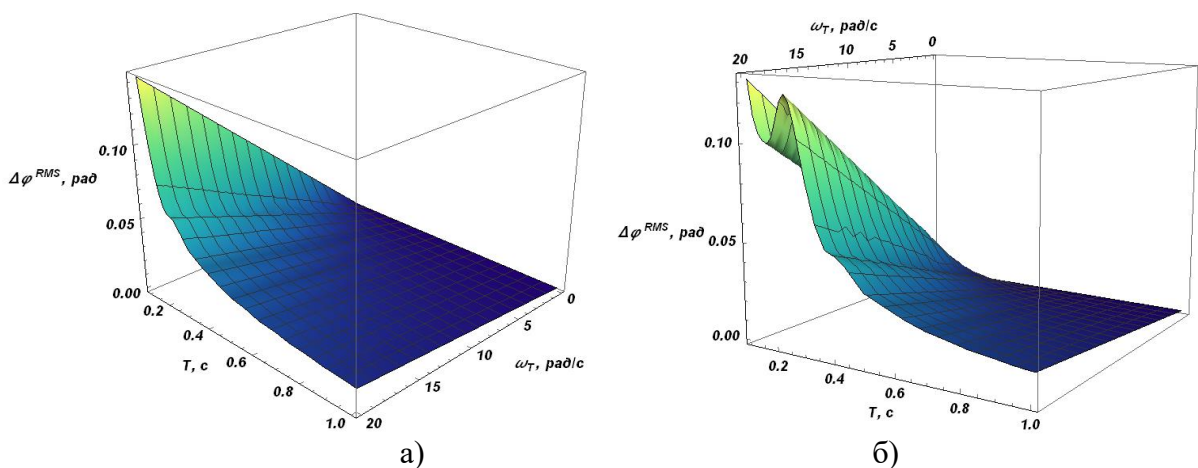


Рис. 6. Графічні залежності зміни середньоквадратичного значення амплітуди коливань від величин ω_T та T для характеристик наростання частоти напруги живлення: а) лінійної; б) подвійної S-подібної

Аналіз графічних залежностей, що розміщені на рис. 5, показує, що обидві характеристики (лінійна і подвійна S-подібна) мають приблизно однаковий вплив на показник середньоквадратичного значення крутного моменту у передачі (пружно-в'язкому зв'язку). Єдиною їх відмінністю є те, що при $T=0,1$ с для подвійної S-подібної характеристики на графіку досліджуваного показника присутній мінімум.

Аналіз графіків, що представлені на рис. 6, які відповідають середньоквадратичному значенню амплітуди коливань, також підводить до висновку щодо особливості подвійної S-подібної характеристики наростання частоти напруги живлення приводу.

Загалом обидва показники (середньоквадратичне значення крутного моменту у передачі та середньоквадратичне значення амплітуди коливань однієї зосередженої маси відносно іншої) нелінійно залежать від тривалості розгону і мають лінійну залежність від усталеної швидкості руху системи ω_T . Наведемо графічні залежності, які відображають енергію коливань системи у кінці розгону (рис. 7).

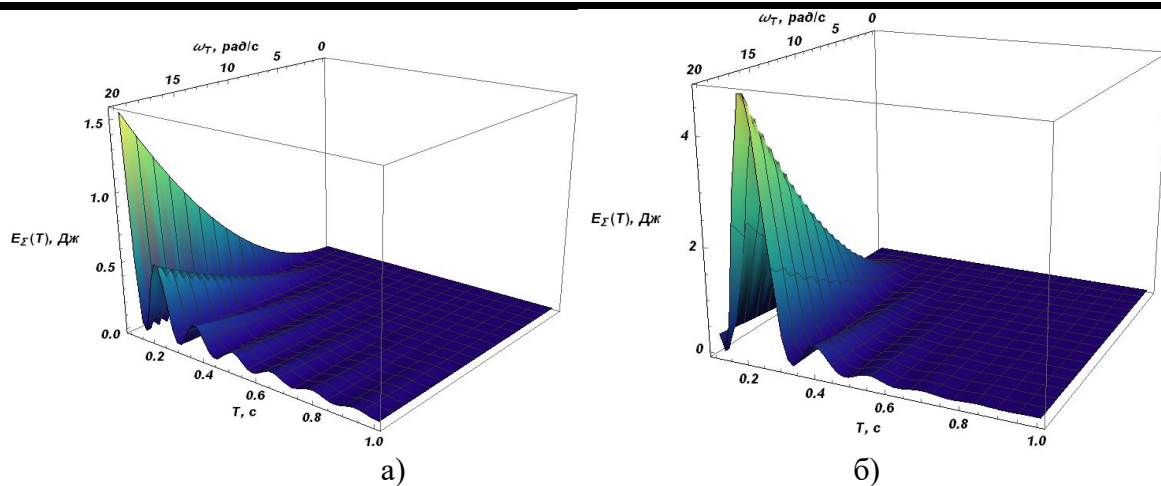


Рис. 7. Графічні залежності зміни енергії коливань системи у кінці розгону від величин ω_T та T для характеристик наростання частоти напруги живлення: а) лінійної; б) подвійної S-подібної

З рис. 7 видно, що обидва режимні параметри ω_T та T мають нелінійний характер впливу на кінцеву енергію коливань системи. У деякі моменти часу, які є різними для різних характеристик, енергія коливань рівна нулю. Для лінійної характеристики вони становлять наступний ряд: 0,15, 0,28, 0,43, 0,57 с; для подвійної S-подібної: 0,1, 0,33, 0,47, 0,62 с.

Висновки

1. У роботі проведено у першому наближенні дослідження частотно-керованого режиму пуску гвинтового конвеєра. Акцент виконано на впливі характеристик наростання частоти напруги живлення та режимних параметрів (тривалості такого наростання і усталеної швидкості руху конвеєра) на динамічні і енергетичні показники пуску машини. Було отримано аналітичні залежності, які дають змогу оцінити величину цих показників. Аналіз цих показників дає змогу рекомендувати лінійну характеристику наростання частоти напруги живлення приводу конвеєра.

2. Крім того, вказано раціональні тривалості пуску для лінійної та подвійної S-подібної характеристик пуску конвеєра при яких кінцева енергія коливань системи відсутня. Таких рекомендацій варто дотримуватись при проведенні налаштування частотних перетворювачів, які живлять привод гвинтового конвеєра.

3. Варто ще раз наголосити на тому, що отримані результати справедливі лише у якості першого наближення. Подальші роботи в цьому напрямку полягають у врахуванні більшої кількості значимих факторів, які мають вплив на динамічні та енергетичні процеси, що мають місце при частотно-керованому пуску гвинтового конвеєра.

Список використаних джерел

1. Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J., Chen M., Tang J., Cheng Q. Research on the Principle of a New Flexible Screw Conveyor and Its Power Consumption. Applied Sciences, 8(7), 1038, 2018. doi:10.3390/app8071038.

2. Hud V., Lyashuk O., Hevko I., Ungureanu N., Vlăduț N.-V., Stashkiv M., Hevko O., Pik A. Enhancement of agricultural materials separation efficiency using a multi-purpose screw conveyor-separator. Agriculture (Switzerland). Vol. 13, Issue 4, 2023. Article No. 870. doi: 10.3390/agriculture13040870.

3. Lyashuk O.L., Hevko I.B., Hud V.Z., Tkachenko I.G., Hevko O.V., Sokol M.O., Tson O.P., Kobelnyk V.R., Shmatko D.Z., Stanko A.I. Research of non-resonant oscillations of the "telescopic screw - fluid medium" system. *INMATEH - Agricultural Engineering*. Vol. 68, Issue 3, 2022. p. 499-510. doi: 10.35633/inmateh-68-49.
4. Minglani D., Sharma A., Pandey H., Dayal R., Joshi J. B., Subramaniam S. A review of granular flow in screw feeders and conveyors. *Powder Technology*. Vol. 366, 2020. pp. 369-381. doi:10.1016/j.powtec.2020.02.066.
5. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhaïlova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4(7(112)). P. 41–49. doi: 10.15587/1729-4061.2021.239292.
6. Sheichenko V., Petrachenko D., Koropchenko S., Rogovskii I., Gorbenko O., Volianskyi M., Sheichenko D. Substantiating the rational parameters and operation modes for the hemp seed centrifugal dehuller. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. 2 (1 (128)), 34–48. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.300174>.
7. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. Construction of conical axoids on the basis of congruent spherical ellipses. *Archives of Materials Science and Engineering*. 2022. Vol. 113(1). P. 13–18. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.6967>.
8. Yuan J., Li M., Ye F., Zhou Z. Dynamic characteristic analysis of vertical screw conveyor in variable screw section condition. *Science Progress*, 103(3), 2020, pp. 1–16. doi:10.1177/0036850420951056.
9. Sun H., Ma H., Zhao Y. DEM investigation on conveying of non-spherical particles in a screw conveyor. *Particuology*. Vol. 65, 2022. P. 17–31. doi: 10.1016/j.partic.2021.06.009.
10. Govender N., Cleary P.W., Wilke D.N., Khinast J. The influence of faceted particle shapes on material dynamics in screw conveying. *Chemical Engineering Science*, 243, 116654. 2021. doi:10.1016/j.ces.2021.116654.
11. Sun L., Zhang X., Zeng Q., Gao K., Jiang K., Zhou J. Application of a screw conveyor with axial tilt blades on a shearer drum and investigation of conveying performance based on DEM. *Particuology*, Vol. 61, 2022, pp. 91-102. doi: 10.1016/j.partic.2021.06.001.
12. Sundarraj M., Meikandan M., Lenin N., Alagar K., Murugesan B., Pravin P.P. Dynamic Analysis and Fabrication of Single Screw Conveyor Machine. *Advances in Materials Science and Engineering*. Vol. 2022, Article ID 3843968. doi: 10.1155/2022/3843968.
13. Coranic T., Mascenik J. Strength analysis of screw conveyor drive. *MMSJ Science Journal*, Vol. 2021, 2021, pp. 5488 - 5491. doi: 10.17973/MMSJ.2021_12_2021185.
14. Narayani B., Ravichandran S., Rajagopal P. Design optimization of a novel screw conveyor based system to scoop oil sludge from floor of storage tanks. *Upstream Oil and Gas Technology*, 6, 2021, 100029. doi: 10.1016/j.upstre.2020.100029.
15. Li, X., Yang, Y., Jin, D., & Li, X. Theoretical analysis and experiment of pressure distribution and pressure gradient of shield screw conveyor: Taking sandy soil as an example. *Scientific Reports*, 10(1), 2020. doi:10.1038/s41598-020-64254-3.
16. Гудь В.З. Динамічні процеси в телескопічних гвинтових транспортерів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв*. Вип. 207. 2019. С. 119-124.
17. Ce Z., Jianming Y., Zongyu C. *Machinery Dynamics* (2022). Academic Press, 1st edition. 474 p. doi: 10.1016/C2017-0-03298-6.
18. Siemens SINAMICS V20 Inverter. Operating Instructions. 09/2014 A5E34559884. URL:

https://cache.industry.siemens.com/dl/files/056/104426056/att_70877/v1/v20_operating_instructions_complete_en-US_en-US.pdf (доступ 13.06.2023).

19. INVERTER FR-E700 INSTRUCTION MANUAL. URL: <https://dl.mitsubishielectric.com/dl/fa/document/manual/inv/ib0600402eng/ib0600402enga.pdf> (доступ 13.06.2023).

20. EDS82EV903 Global Drive. System Manual. 8200 vector 0.25 ... 90 kW. E82xVxxxKxxxxxx Frequency inverter. URL: https://download.lenze.com/TD/E82EV__8200%20vector%200.25-90kW__v3-0__EN.pdf (доступ 13.06.2023).

References

1. Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J., Chen M., Tang J., Cheng Q. (2018). Research on the Principle of a New Flexible Screw Conveyor and Its Power Consumption. *Applied Sciences*. Vol. 8(7). P. 1038. doi:10.3390/app8071038.
2. Hud V., Lyashuk O., Hevko I., Ungureanu N., Vlăduț N.-V., Stashkiv M., Hevko O., Pik A. (2023). Enhancement of Agricultural Materials Separation Efficiency Using a Multi-Purpose Screw Conveyor-Separator. *Agriculture (Switzerland)*. Vol. 13. Issue 4. Article No. 870. doi: 10.3390/agriculture13040870.
3. Lyashuk O.L., Hevko I.B., Hud V.Z., Tkachenko I.G., Hevko O.V., Sokol M.O., Tson O.P., Kobelnyk V.R., Shmatko D.Z., Stanko A.I. (2022). Research of non-resonant oscillations of the "telescopic screw – fluid medium" system. *INMATEH - Agricultural Engineering*. Vol. 68. Issue 3. P. 499–510. doi: 10.35633/inmateh-68-49.
4. Minglani D., Sharma A., Pandey H., Dayal R., Joshi J. B., Subramaniam S. (2020). A review of granular flow in screw feeders and conveyors. *Powder Technology*. Vol. 366. P. 369–381. doi:10.1016/j.powtec.2020.02.066.
5. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 4(7(112)). P. 41–49. doi: 10.15587/1729-4061.2021.239292.
6. Sheichenko V., Petrachenko D., Koropchenko S., Rogovskii I., Gorbenko O., Volianskyi M., Sheichenko D. (2024). Substantiating the rational parameters and operation modes for the hemp seed centrifugal dehuller. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2 (1 (128)). P. 34–48. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.300174>.
7. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O. (2022). Construction of conical axoids on the basis of congruent spherical ellipses. *Archives of Materials Science and Engineering*. Vol. 113(1). P. 13–18. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.6967>.
8. Yuan J., Li M., Ye F., Zhou Z. (2020). Dynamic characteristic analysis of vertical screw conveyor in variable screw section condition. *Science Progress*. Vol. 103(3). P. 1–16. doi:10.1177/0036850420951056.
9. Sun H., Ma H., Zhao Y. (2022). DEM investigation on conveying of non-spherical particles in a screw conveyor. *Particuology*. Vol. 65. P. 17–31. doi: 10.1016/j.partic.2021.06.009.
10. Govender N., Cleary P.W., Wilke D.N., Khinast J. (2021). The influence of faceted particle shapes on material dynamics in screw conveying. *Chemical Engineering Science*. Vol. 243. P. 116654. doi:10.1016/j.ces.2021.116654.
11. Sun L., Zhang X., Zeng Q., Gao K., Jiang K., Zhou J. (2022). Application of a screw conveyor with axial tilt blades on a shearer drum and investigation of conveying performance based on DEM. *Particuology*. Vol. 61. P. 91–102. doi: 10.1016/j.partic.2021.06.001.
12. Sundarraaj M., Meikandan M., Lenin N., Alagar K., Murugesan B., Pravin P.P. (2022). Dynamic analysis and fabrication of single screw conveyor machine. *Advances in*

Materials Science and Engineering. Vol. 2022. Article ID 3843968. doi: 10.1155/2022/3843968.

13. Coranic T., Mascenik J. (2021). Strength analysis of screw conveyor drive. *MM Science Journal*. Vol. 2021. P. 5488–5491. doi: 10.17973/MMSJ.2021_12_2021185.

14. Narayani B., Ravichandran S., Rajagopal P. (2021). Design optimization of a novel screw conveyor based system to scoop oil sludge from floor of storage tanks. *Upstream Oil and Gas Technology*. Vol. 6. P. 100029. doi: 10.1016/j.upstre.2020.100029.

15. Li X., Yang Y., Jin D., Li X. (2020). Theoretical analysis and experiment of pressure distribution and pressure gradient of shield screw conveyor: Taking sandy soil as an example. *Scientific Reports*. Vol. 10(1). doi:10.1038/s41598-020-64254-3.

16. Gud V.Z. (2019). Dynamic processes in telescopic screw conveyors. *Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture. Modern directions of technology and mechanization of processing and food production processes*. Vol. 207. P. 119–124.

17. Ce Z., Jianming Y., Zongyu C. (2022). *Machinery Dynamics*. Academic Press, 1st edition. 474 p. doi: 10.1016/C2017-0-03298-6.

18. Siemens SINAMICS V20 Inverter (2023). Operating Instructions. 09/2014 A5E34559884. URL: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/056/104426056/att_70877/v1/v20_operating_instructions_complete_en-US_en-US.pdf.

19. INVERTER FR-E700 INSTRUCTION MANUAL (2023). URL: <https://dl.mitsubishielectric.com/dl/fa/document/manual/inv/ib0600402eng/ib0600402enga.pdf>.

20. EDS82EV903 Global Drive. (2023). System Manual. 8200 vector 0.25 ... 90 kW. E82xVxxxKxxxxx Frequency inverter. URL: https://download.lenze.com/TD/E82EV_8200%20vector%200.25-90kW_v3-0_EN.pdf.