

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2026-365-99>

УДК 621.87

ЛЯШУК ОЛЕГ

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

<https://orcid.org/0000-0003-4881-8568>

e-mail: oleglashuk@ukr.net

ОМЕЛЯНСЬКИЙ ЮРІЙ

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

<https://orcid.org/0009-0005-1002-0050>

e-mail: yura.omelyansky@stellar-ua.com

ЮР'ЄВ ОЛЕКСАНДР

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

<https://orcid.org/0009-0006-6171-4842>

e-mail: yurolex7@gmail.com

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГНУЧКОГО ТРУБЧАСТОГО ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

В статті проведено досліджено напружено-деформований стан робочого органу гнучкого трубчастого шнекового транспортера, призначеного для переміщення сипких, гранульованих і кускових матеріалів по складних просторових траєкторіях. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю підвищення надійності, довговічності та експлуатаційної ефективності гнучких шнекових транспортуючих систем, у яких робочий орган під час функціонування зазнає складної дії осьових, крутильних, контактних і динамічних навантажень. Особливу увагу приділено аналізу гнучкого канатного гвинтового конвеєра зі спіральною навивкою, який у процесі транспортування матеріалу працює в умовах одночасного розтягу, кручення та взаємодії з переміщуваним вантажем.

У межах дослідження отримано аналітичні залежності для визначення осьових і кутових переміщень гнучкої стрижневої системи за різних умов закріплення правої опори. Розглянуто два конструктивні варіанти: із фіксацією правої опори від осьового зміщення та без такого закріплення. Це дозволило оцінити вплив граничних умов на характер деформування робочого органу та зміну напружень уздовж його довжини. Для оцінювання міцності гнучкого каната застосовано енергетичний критерій Губера–Мізеса, що дало змогу визначити еквівалентні напруження за умов комбінованої дії розтягу і кручення.

Побудовані графічні залежності показали, що еквівалентні напруження мають виражений нелінійний характер зміни залежно від кута завивки дроту, кутової деформації та діаметра каната. Встановлено, що зростання кутової деформації призводить до інтенсивного збільшення рівня еквівалентних напружень, особливо в діапазонах кутів завивки, за яких проявляється максимальний вплив зсувних складових деформації. Порівняльний аналіз одиної та подвійної навивки дроту засвідчив, що подвійна навивка забезпечує зменшення еквівалентних напружень у середньому в 1,7–2,3 рази завдяки частковій компенсації складових, зумовлених крученням. Це підтверджує доцільність використання подвійної навивки для підвищення міцності, опору втомному руйнуванню та стійкості робочого органу гнучкого шнекового транспортера.

Ключові слова: гнучкий шнековий транспортер, робочий орган, канат, спіральна навивка, напружено-деформований стан, еквівалентні напруження, деформація, кручення, критерій Губера–Мізеса, сипкі матеріали

LYASHUK OLEG, OMELYANSKY YURIY, YURIEV OLEKSANDR

Ternopil Ivan Puluj National Technical University

THE MODELING STRESS-DEFORMED STATE OF THE WORKING BODY OF A FLEXIBLE TUBULAR SCREW CONVEYOR

The paper investigates the stress-strain state of the working body of a flexible tubular screw conveyor designed for transporting bulk, granular, and lumpy materials along complex spatial trajectories. The relevance of the study is determined by the need to improve the reliability, durability, and operational efficiency of flexible screw conveying systems, in which the working body is subjected during operation to a complex combination of axial, torsional, contact, and dynamic loads. Particular attention is paid to the analysis of a flexible rope screw conveyor with helical winding, which, during material transportation, operates under conditions of simultaneous tension, torsion, and interaction with the conveyed material.

Within the study, analytical dependencies are obtained for determining the axial and angular displacements of the flexible rod system under different conditions of fixing the right support. Two structural variants are considered: with the right support fixed against axial displacement and without such fixation. This made it possible to evaluate the influence of boundary conditions on the deformation behavior of the working body and on the variation of stresses along its length. To assess the strength of the flexible rope, the Huber–Mises energy criterion was applied, which made it possible to determine equivalent stresses under the combined action of tension and torsion.

The constructed graphical dependencies showed that equivalent stresses have a clearly expressed nonlinear pattern of variation depending on the wire winding angle, angular deformation, and rope diameter. It was established that an increase in angular deformation leads to an intensive increase in the level of equivalent stresses, especially within the ranges of winding angles where the influence of shear deformation components is most pronounced. A comparative analysis of single and double wire winding showed that double winding reduces equivalent stresses on average by 1.7–2.3 times due to the partial compensation of torsion-induced components. This confirms the feasibility of using double winding to increase the strength, fatigue resistance, and stability of the working body of a flexible screw conveyor.

Keywords: flexible screw conveyor, working body, rope, helical winding, stress-strain state, equivalent stresses, deformation, torsion, Huber–Mises criterion, bulk materials.

Стаття надійшла до редакції / Received 10.03.2026

Прийнята до друку / Accepted 11.04.2026

Опубліковано / Published 28.05.2026



This is an Open Access article distributed under the terms of the [Creative Commons CC-BY 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

© Ляшук Олег, Омелянський Юрій, Юр'єв Олександр

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Транспортування сипких та кускових матеріалів за допомогою шнекових транспортерів є одним із найбільш поширених способів переміщення матеріальних потоків у сільськогосподарському виробництві, харчовій та переробній промисловості [1, 2, 3].

Особливе місце серед таких транспортуючих систем займають гнучкі транспортери, конструкція яких передбачає використання еластичного або спірального робочого органу, здатного змінювати геометрію своєї траєкторії у просторі.

Гнучкі шнекові транспортери застосовуються для транспортування зерна, комбікормів, гранульованих і кускових матеріалів, а також інших сипких продуктів. Основною перевагою таких систем є можливість переміщення матеріалу по складних просторових траєкторіях, що забезпечує високу технологічну гнучкість транспортного процесу [4, 5].

Ефективність роботи гнучкого шнекового транспортера значною мірою визначається характером взаємодії частинок матеріалу з витками гвинтового конвеєра та внутрішньою поверхнею кожуха. У процесі транспортування матеріал зазнає складної дії сил, що виникають внаслідок обертального руху гвинтового конвеєра, контактної взаємодії з робочими поверхнями та сил тертя між частинками матеріалу.

Теоретичний аналіз цих процесів дозволяє встановити закономірності руху матеріалу в транспортуючому каналі та визначити раціональні параметри конструкції і режимів роботи гнучкого шнекового транспортера.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Новітні розробки, обладнання транспортно-технологічних механізмів та їх робочих органів сільськогосподарських машин неперервної дії повинні базуватися на коректних фізичних і математичних моделях процесів, які відбуваються при транспортуванні та можуть бути реалізовані доступними математичними методиками.

Моделювання процесів переміщення сипучих матеріалів та встановлення оптимальних параметрів і режимів роботи шнекових конвеєрів для підвищення функціональних та експлуатаційних показників при їх різному розташуванні та завантаженні описано в наукових дослідженнях [6,7,8].

Водночас в процесі транспортування можуть виникати коливальні процеси, що супроводжують технологічні процеси, спричиняють небажані явища. Зокрема, виникають значні деформації, а отже, знижується експлуатаційна довговічність вузлів та складових частин механізмів. Канат є рушійним елементом трубчастих конвеєрів. Він дозволяє на етапі проектування визначити діапазон власних частот, вибрати параметри та режими роботи таким чином, щоб уникнути резонансних явищ та забезпечити тривалу експлуатацію конвеєрів [9, 10]. Багато вчених, як [11, 12, 13] досліджували коливальні системи робочого органу, що приводить у рух конвеєр.

Аналіз представлених результатів досліджень у цих роботах показав, що вони вирішують лише локальні проблеми. Однак комплексного рішення вимог до процесів транспортування зернових матеріалів не надано. Трубчасті конвеєри надійно та ефективно забезпечують переміщення заданої кількості кормової суміші на певну відстань у встановлений час. Більше того, традиційні трубчасті скребкові конвеєри, що переміщують сипучі матеріали в напрямних трубах різних конфігурацій, характеризувалися обмеженою функціональністю, оскільки виконують лише транспортні функції. Для усунення цього недоліку останнім часом проводяться дослідження [14, 15] з розробки нових типів трубчастих скребкових конвеєрів, робочі органи яких у зоні завантаження з бункерів відбирають компоненти сумішей, а в процесі їх транспортування відбувається одночасне переміщення та змішування цих компонентів. Готові кормові суміші розподіляються для годівлі тварин та птиці. Це значно зменшує витрати на реалізацію комплексу технологічних процесів, що виконуються одним робочим органом. Однак для широкого впровадження цих типів конвеєрів необхідно вирішити низку проблемних питань, до яких насамперед належать моделі напружено-деформованого стану гнучкого робочого органу трубчастого шнекового транспортера, що виникають у процесі транспортування сумішей.

Формулювання цілей статті

Метою дослідження є побудова аналітичної моделі напружено-деформованого стану гнучкого робочого органу трубчастого шнекового транспортера та встановлення закономірностей впливу конструктивних і кінематичних параметрів на величину еквівалентних напружень. Для досягнення поставленої мети розглянуто кінематичні особливості переміщення матеріалу вздовж гвинтової поверхні, проаналізовано систему сил, що діють на елементарну масу матеріалу, а також сформовано розрахункову схему гнучкого канатного робочого органу як витої стрижневої системи. У процесі моделювання враховано позовжню деформацію, кутову деформацію, крутний момент, діаметр каната, кут завивки дроту та особливості закріплення опор гнучкого гвинтового конвеєра.

Виклад основного матеріалу.

Особливістю таких транспортерів є використання гнучкого робочого органу у вигляді спірального елемента (гвинтового конвеєра), який може працювати у трубчастому кожусі та переміщувати матеріал по складній просторовій траєкторії представлено на рис.1 [4].

Нехай гнучкий гвинтовий конвеєр діаметром D (м) обертається з кутовою швидкістю ω , рад/с, а крок спіралі гвинтової поверхні становить S , м. При обертанні гвинтового конвеєра будь-яка точка, яка належить поверхні витка описує гвинтову лінію, радіус якої визначається відстанню від центра обертання гвинтового конвеєра та дорівнює R_M , м.

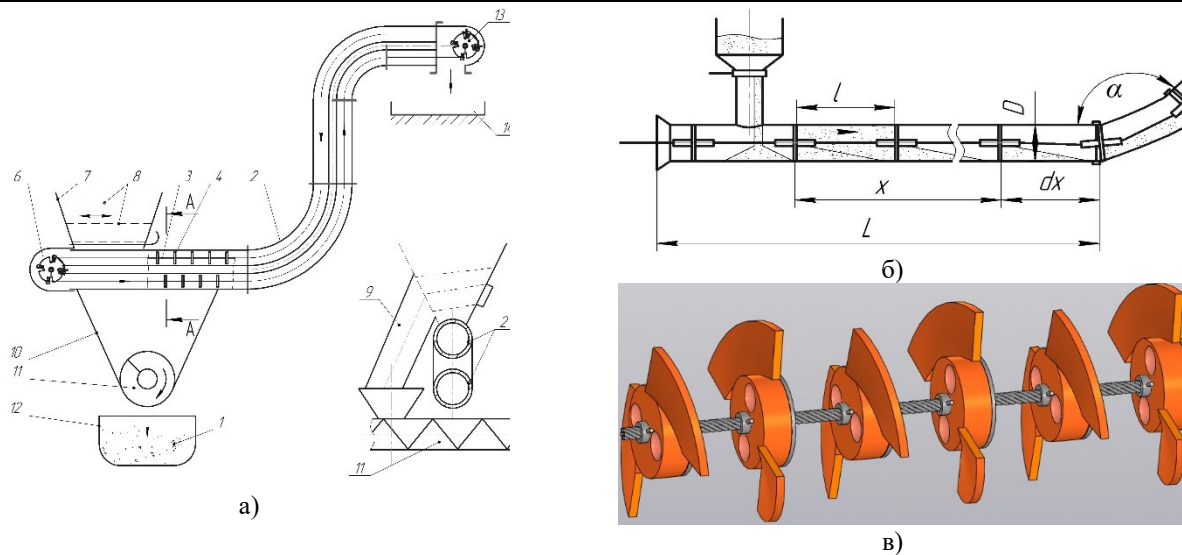


Рис. 1. Схема трубчастого канатного скребкового конвеєра а) розрахункова схема горизонтальної гілки конвеєра б) модельований робочий орган; 1 - сипучий матеріал; 2 - S-подібні труби; 3 - робочий орган (ланцюг); 4 напрямні скребки; 5 - бочкоподібні скребки; 6, 13 - спеціальна приводна зірочка; 7 - завантажувальний бункер; 8 - робочий орган бункера; 9 - вихідна труба; 10 - бункер; 11 - шнековий робочий орган; 12, 14 - смість; 15 - з'єднувальна пружина скребків

Нехай гнучкий гвинтовий конвеєр діаметром D (м) обертається з кутовою швидкістю ω , рад/с, а крок спіралі гвинтової поверхні становить S , м. При обертанні гвинтового конвеєра будь-яка точка, яка належить поверхні витка описує гвинтову лінію, радіус якої визначається відстанню від центра обертання гвинтового конвеєра та дорівнює R_M , м.

Запишемо відомі положення [2], які будуть використані при проведенні подальшого аналізу процесу транспортування матеріалів. При цьому, кут підйому гвинтової поверхні визначається співвідношенням

$$tg\alpha = T/2\pi R, \text{ або } \alpha = \arctg(T/\pi D), \tag{1}$$

де α – кут підйому гвинтової лінії, град, R – радіус гнучкого шнекового транспортера, м.

Розглянемо рух елементарної маси dm матеріалу відбувається вздовж гвинтової поверхні, тому її швидкість можна розкласти на дві складові – тангенціальну та осьову, при цьому лінійна швидкість елементарної маси dm , яка знаходиться на поверхні витка гнучкого гвинтового конвеєра, визначається як

$$\vartheta_m = \omega R = R(d\phi/dt), \tag{2}$$

де ϑ_m – лінійна швидкість елементарної маси dm , м/с; ϕ – кут повороту витка, град.

Ідеалізуючи процес транспортування, можна вважати, що елементарна маси dm матеріалу рухається разом з витком гнучкого шнекового транспортера вздовж гвинтової поверхні, при цьому теоретична швидкість ϑ_m (м/с) осьового переміщення визначається

$$\vartheta_{mx} = \vartheta_m tg\alpha = T(d\phi/dt)/2\pi. \tag{3}$$

- у реальних умовах руху елементарної маси dm матеріалу виникає ковзання відносно поверхні витка, тому фактична швидкість ϑ_x переміщення з врахуванням того, що $d\phi/dt = \omega = 2\pi n$, визначається

$$\vartheta_x = nTk_\vartheta, \tag{4}$$

де n – частота обертання гнучкого шнекового транспортера, рад/с; k_ϑ – коефіцієнт осьового переміщення.

У процесі роботи транспортера елементарна маси dm матеріалу знаходиться між витками гнучкого шнекового транспортера і під дією обертального руху робочого органу переміщується вздовж осі транспортера.

При цьому на елементарну масу матеріалу, яку позначимо як dm (кг) діє система сил, які визначають характер їх руху, швидкість переміщення ϑ_{dm} (м/с) та ефективність транспортного процесу.

До основних сил, що діють на елементарну масу dm матеріалу в гнучкому шнековому транспортері, належать: сила тяжіння $P_m = dm g$, Н, де g – прискорення вільного падіння, м/с²; нормальна реакція поверхні витка гнучкого гвинтового конвеєра N_v , Н; сила тертя між елементарною масою dm матеріалу і поверхнею витка F_m , Н; сила тертя між елементарною масою dm матеріалу і внутрішньою поверхнею кожуха; відцентрові сили, що виникають унаслідок обертання робочого органу F_n, F_t , Н.

Комплексна дія цих сил формує складну траєкторію руху елементарної маси dm матеріалу вздовж гвинтової поверхні витка гвинтового конвеєра та значно впливає на кінематичний процес переміщення елементарної маси dm та динамічні явища, які формують навантаження на елементи конструкції.

При переміщенні вантажу гнучкий канат шнекового транспортера знаходиться у складному напружено-деформованому стані, який викликаний розтягуванням або стисненням його осьовим зусиллям і крученням від дії крутильного моменту.

Приймаємо положення, що гнучкий канат шнекового транспортера являє собою виту гнучку стрижневу систему, стрижень якого виконано у вигляді витих канатів, а вплив робочих навантажень на формалізовану систему призводить до різних деформацій. При цьому деформації гнучкого стрижневого гвинтового конвеєра, які викликані крученням, суттєво змінюються залежно від його довжини. Зміна деформацій за довжиною робочого органу є

важливою характеристикою, яка відрізняє виті гнучкі канатні шнекові транспортери від класичних жорстких зварних гвинтів, для яких крутильна деформація змінюється по довжині в значно менших межах.

Користуючись методом розрахунку прямого стрижня при одночасному розтягуванні та крученні [8], запишемо наступні рівняння:

$$\begin{cases} F_x = \varepsilon \sum_{i=1}^n K_{1i} + \theta \sum_{i=1}^n K_{2i}; \\ M_x = \varepsilon \sum_{i=1}^n K_{3i} + \theta \sum_{i=1}^n K_{4i} \end{cases} \quad (5)$$

де F_x – сила розтягування витого стрижня, Н; ε – відносна повздовжня деформація витого стрижня; K_{1i} , K_{2i} , – агрегатні коефіцієнти, що описують вплив контактних сил вздовж осі обертання; n – число витих дротів гнучкого стрижня, шт.; θ – відносна кутова деформація витого стрижня, або градієнт закручування; M_x – крутий момент сил, Н м; K_{3i} , K_{4i} – агрегатні коефіцієнти, що описують вплив розподілених контактних сил відносно осі обертання.

Для спрощення та розв'язку системи (5) відносно повздовжньої ε та кутової θ деформації витого стрижня введемо позначення:

$$\sum_{i=1}^n K_{1i} = A; \sum_{i=1}^n K_{2i} = B; \sum_{i=1}^n K_{3i} = C, \sum_{i=1}^n K_{4i} = E. \quad (6)$$

Тоді система рівнянь (5) з врахуванням записів (6) набуде вигляду

$$\begin{cases} F_x = \varepsilon A + \theta B; \\ M_x = \varepsilon C + \theta E \end{cases} \quad (7)$$

Систему рівнянь (2.7) розв'яжемо методом Гауса [9]. Запишемо головний загальний визначник системи рівнянь (7)

$$\Delta = \begin{vmatrix} A & B \\ C & E \end{vmatrix}; \Delta = AE - BC. \quad (8)$$

Якщо $\Delta \neq 0$, тоді система має єдиний розв'язок.

Для розв'язку системи рівнянь (2.7) відносно повздовжньої ε деформації витого стрижня запишемо визначник у вигляді

$$\varepsilon = \frac{\Delta_\varepsilon}{\Delta} = \frac{\begin{vmatrix} F_x & \sum_{i=1}^n K_{2i} \\ M_x & \sum_{i=1}^n K_{4i} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n K_{1i} & \sum_{i=1}^n K_{2i} \\ \sum_{i=1}^n K_{3i} & \sum_{i=1}^n K_{4i} \end{vmatrix}}. \quad (9)$$

Перетворимо та запишемо у диференціальній формі рівняння (10), при цьому, отримаємо

$$dq = \frac{F_x \sum_{i=1}^n K_{4i}}{\Delta} dx - \frac{M_x \sum_{i=1}^n K_{2i}}{\Delta} dx. \quad (10)$$

Для розв'язку системи рівнянь (7) відносно кутової θ деформації витого стрижня запишемо визначник у вигляді

$$\theta = \frac{\Delta_\theta}{\Delta} = \frac{\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n K_{1i} & F_x \\ \sum_{i=1}^n K_{2i} & M_x \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \sum_{i=1}^n K_{1i} & \sum_{i=1}^n K_{2i} \\ \sum_{i=1}^n K_{3i} & \sum_{i=1}^n K_{4i} \end{vmatrix}}. \quad (11)$$

Перетворимо та запишемо у диференціальній формі рівняння (11), або

$$dv = \frac{M_x \sum_{i=1}^n K_{1i}}{\Delta} dx - \frac{F_x \sum_{i=1}^n K_{2i}}{\Delta} dx. \quad (12)$$

У процесі обертання гнучкого шнекового транспортера крутий момент змінюється лінійно по довжині гнучкого робочого органу. На ділянці завантаження робочого органу матеріалом крутий момент досягає максимального значення та поступово зменшується відносно осевого переміщення матеріалу в напрямку зони його вивантаження та наближається до нульового значення на ділянці розвантаження матеріалу

$$M_x = \left[M_{max} \left(1 - \frac{x}{l_p} \right) \right], \quad (13)$$

де $[M_{max}]$ – максимальне (критичне) значення крутного моменту для гнучкого витого дротяного стрижня, Н м; x – координата прикладення крутного моменту сил до стрижня, м; l_p – довжина гнучкого робочого органу, м.

Проінтегруємо рівняння (10) і (12) по dx та підставивши значення крутного моменту M_x із залежності (13) в записаний вираз, отримаємо залежність для визначення осевого q (м) та кутового v (м) переміщення витой стрижневої системи:

$$q = \frac{x F_x \sum_{i=1}^n K_{4i}}{\Delta} - \frac{x [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{2i}}{\Delta \frac{2 \Delta l_{wq}}{x^2 [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{2i}}}, \quad (14)$$

$$v = \frac{x [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{1i}}{\Delta \frac{x^2 [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{1i}}{2 \Delta l_{wv} \frac{x F_x \sum_{i=1}^n K_{2i}}{\Delta}}}, \quad (15)$$

де C_q , C_v – постійні інтегрування.

Подальший розв'язок отриманих рівнянь (14) та (15) виконаємо таким чином.

Розглянемо два можливі варіанти конструктивного виконання гнучкого робочого органу (канату) шнекового транспортера:

- з закріпленням правої опори гнучкого робочого органу (канату) шнекового транспортера від її осьового зміщення, рис. 2;

- без закріпленням правої опори гнучкого робочого органу (канату) шнекового транспортера а від її осьового зміщення, рис. 3.

При переміщенні матеріалу гнучким шнековим транспортером крутний момент передається гнучкому канату 5 (рис. 2, 3) завдяки спеціальній муфті 3, а гнучкий канат закріплюється в спеціальній муфті жорстко.

Тому в лівій опорі 7 гнучкого канату не відбувається осьових q і кутових v переміщень гнучкої стрижневої системи, тобто у цьому випадку $q = 0, v = 0$ та $x = 0$.

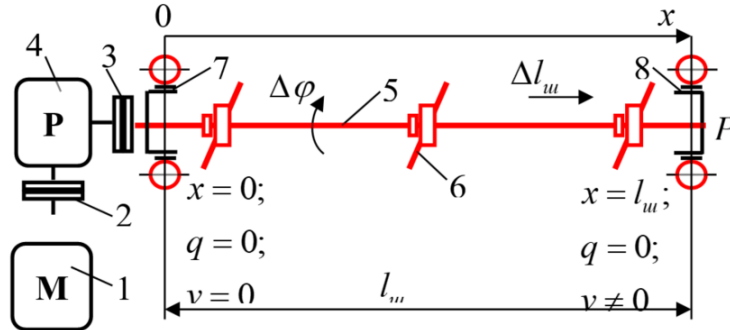


Рис. 2. Схема гнучкого шнекового транспортера з закріпленням правої опори гнучкого робочого органу (канату) від її осьового зміщення:

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – спеціальна муфта; 4 – редуктор; 5 – гнучкий канат; 6 – виток; 7 – опора ліва; 8 – опора права

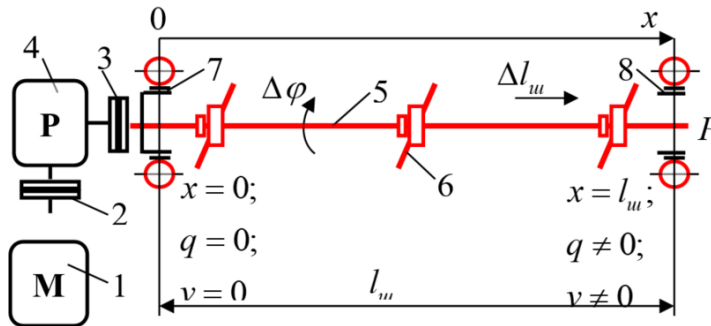


Рис. 3. Схема гнучкого шнекового транспортера без закріпленням правої опори гнучкого робочого органу (канату) від її осьового зміщення:

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – спеціальна муфта; 4 – редуктор; 5 – гнучкий канат; 6 – виток; 7 – опора ліва; 8 – опора права

Для правої опори 8 (рис. 2, 3) можливі два випадки закріплення гнучкого канату, або ідентично – гнучкого шнекового транспортера: якщо правий кінець гнучкого канату 5 (рис. 1) жорстко закріплено в опорі 8, тоді в точці P маємо, що $x = l_p, q = 0$ та $v \neq 0$; у випадку вільного закріплення правого кінця гнучкого канату 5 в опорі 8 (рис. 3) у витій стрижневій системі виникають осьові та кутові переміщення, тоді в точці P маємо, що $x = l_p, q \neq 0$ та $v \neq 0$.

В початкових умовах постійні інтегрування C_q та C_v відповідних залежностей (14) та (15) приймають нульові значення, тобто $C_q = 0, C_v = 0$.

Нехай в правій опорі 8 (рис. 3) витой стрижневій системі відсутні осьові q переміщення, тобто розглянемо випадок, коли в точці P маємо, що $x = l_p, q = 0, v \neq 0, C_q = 0$ та $C_v = 0$.

За таких умов з залежності (14) визначаємо поздовжні зусилля F_x , які діють на гнучкий шнековий транспортер, при цьому після спрощення маємо

$$F_x = \frac{[M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{2i}}{2 \sum_{i=1}^n K_{4i}} \quad (16)$$

Підставимо значення F_x з (16) у залежності (14) та (15), при цьому отримаємо рівняння для визначення осьового q та кутового v переміщення витой стрижневої системи без дії на неї поздовжнього зусилля:

$$q = \frac{x [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{2i}}{2 \Delta \frac{x [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{2i}}{\Delta^2 [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{2i}} - 2 \Delta l_{uu} q} \quad (17)$$

$$v = \frac{x [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{1i}}{\Delta^2 [M_{max}] \sum_{i=1}^n K_{1i} - \frac{x [M_{max}] (\sum_{i=1}^n K_{2i})^2}{2 \Delta \sum_{i=1}^n K_{4i} v}} \quad (18)$$

Продиференціюємо рівняння (17) і (18) по dx та отримаємо залежності, які функціонально описують зміну відносної осьової ϵ та кутової θ деформації гнучкої стрижневої системи у випадку закріплення правої опори гнучкого шнекового транспортера.

У випадку вільного закріплення правого кінця гнучкого канату 5 в опорі 8 (рис. 2.) у витій стрижневій системі відсутні поздовжні зусилля, тобто розглянемо випадок, коли в точці P маємо, що $x = l_{ш}$, $q \neq 0$, $v \neq 0$.

Тоді залежності (14) та (15) набудуть вигляду:

$$q = \frac{x^2 [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{2i}]}{2 \Delta l_{ш} x [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{2i}]}; \tag{19}$$

$$v = \frac{x^2 [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{1i}]}{2 \Delta l_{ш} x [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{1i}]}; \tag{20}$$

Продиференціюємо рівняння (19) і (20) по dx та отримаємо залежності, які функціонально описують зміну відносної осьової ε та кутової θ деформації гнучкої стрижневої системи у випадку відсутності закріплення правої опори гнучкого шнекового транспортера:

$$\varepsilon = \frac{x [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{2i}]}{\Delta l_{ш} [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{2i}]}; \tag{21}$$

$$\theta = \frac{x [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{1i}]}{\Delta l_{ш} [M_{max} \sum_{i=1}^n K_{1i}]}; \tag{22}$$

Гнучкий гвинтовий конвеєр, або гнучкий канат зі спіральною навивкою можна розглядати як систему дротів, що утворюють гвинтову лінію радіуса R_k , кожен з яких розташований під певним кутом навивки β_i до осі, а окремий канат спіралі має напрямок, який також буде утворювати з віссю кут завивки, наприклад, β_1 .

Для визначення напруження з врахуванням основних параметрів дроту (модуля пружності E , відносної поздовжньої ε та кутової θ деформації, радіуса r_k та кут завивки β дротів у канаті), які виникають у гнучкій стрижневій системі розглянемо схему, яку наведено рис. 4., який являє собою просторову геометрію дроту, який утворює спіраль гнучкого канату та яку побудовано як приклад за прийнятими значеннями координат x, y, z .

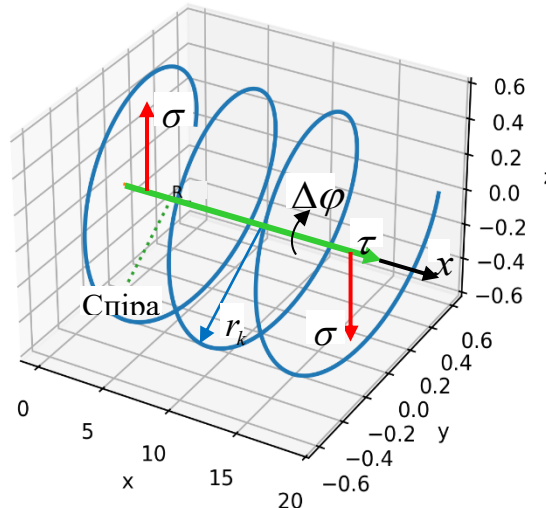


Рис. 4. Схема просторової геометрії гвинтової лінії спіралі гнучкого робочого органу (канату) шнекового транспортера та напруження, які виникають в спіралі канату

Розглянемо окремий канат одинарної навивки, який утворює спіраль (рис. 4) радіусом r_k та кутом β навивки дроту, що формує гнучкий канат, який працює в умовах поздовжніх і крутильних деформацій.

При цьому маємо: елемент довжини дроту дорівнює $ds = dx / \cos \beta$; осьова деформація $\varepsilon = d\Delta l_p / dx$; кутова деформація, або деформація кручення $\theta = d\Delta \phi / dx$, де Δl_p , $\Delta \phi$ – осьове та кутове зміщення, x – поздовжня координата.

Фактична відносна деформація дроту ε_d є проекцією сумарної деформації на напрямок спіралі, або сумою відносної осьової ε_z складової деформації та окружної (тангенціальної) ε_τ складової деформації.

Загальна деформація $\vec{\varepsilon}_d$ вздовж дроту визначається як скалярний добуток [3] одиничного вектора осьового та тангенціального напрямку деформації, або

$$\vec{\varepsilon}_d = \vec{\varepsilon}_z \cos \beta + \vec{\varepsilon}_\tau \sin \beta, \tag{23}$$

де $\vec{\varepsilon}_z, \vec{\varepsilon}_\tau$ – відповідно, осьовий і тангенціальний напрямок деформації.

При цьому складові сумарної деформації із врахуванням того, що сама вісь одинарного дроту нахилена під кутом β визначаються за формулою:

- осьова ε_z складова сумарної деформації

$$\varepsilon_z = (\varepsilon \cos \beta) \cos \beta = \varepsilon \cos^2 \beta; \tag{24}$$

- тангенціальна ε_τ складова, або складова від кручення

$$\varepsilon_\tau = r_k \theta \sin \beta \cos \beta. \tag{25}$$

Тоді згідно з (23)-(25) маємо

$$\varepsilon_d^{(од)} = (\varepsilon \cos \beta + \theta r_k \sin \beta) \cos \beta. \tag{26}$$

Для оцінювання міцності та надійності гнучкого шнекового транспортера необхідно визначити еквівалентний напружено-деформований стан елементів спіральної структури з урахуванням їх геометричних і кінематичних параметрів.

Оскільки напружений стан дроту гнучкого гвинтового конвеєра є плоско-напруженим з комбінованою дією розтягу та кручення, доцільно застосувати енергетичний критерій міцності Губера–Мізеса [2]. Згідно з критерієм міцності Губера–Мізеса еквівалентні напруження, які виникають у гнучкому канаті в загальному визначаються за формулою $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$. Отримаємо залежність для визначення еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$, які виникають у гнучкому канаті для одинарної навивки дроту

$$\sigma_{eq}^{(од)} = \cos \beta \sqrt{E^2 (\varepsilon \cos \beta + 0,5\theta d_k \sin \beta)^2 + 0,75G^2 d_k^2 \theta^2}, \tag{27}$$

або

$$\sigma_{eq}^{(од)} = E \cos \beta \sqrt{(\varepsilon \cos \beta + 0,5\theta d_k \sin \beta)^2 + \frac{0,75d_k^2 \theta^2}{4(1+\mu)^2}}, \tag{28}$$

де d_k – діаметр гнучкого канату, м.

Таким чином, отримано аналітичні залежності (27), (28) для визначення еквівалентного напруження гнучкого робочого органу (канату) шнекового транспортера для одинарної навивки дроту з урахуванням геометрії навивки, які дозволяють описати напружено-деформований стан системи як функцію кінематичних і конструктивних параметрів.

Згідно з рівняннями (28) побудовано графічну інтерпретацію функціональної зміни еквівалентних напружень, які виникають у гнучкому робочого органу (канату) як функція: $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta, \theta)$, рис. 4; $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta, d_k)$, рис. 5, 6.

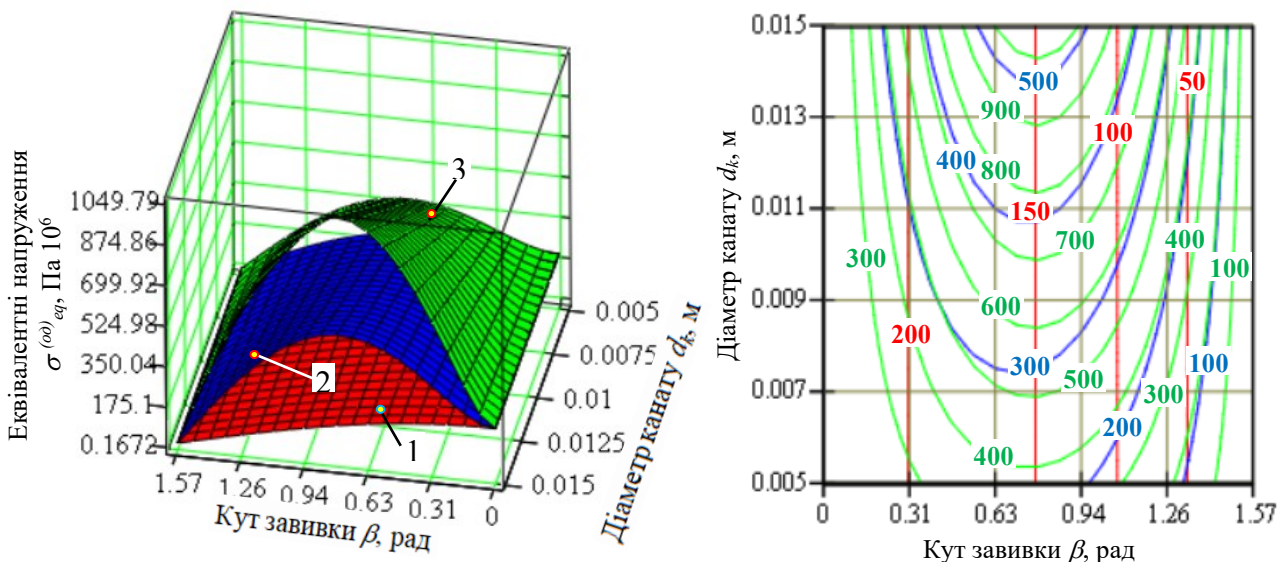


Рис. 5 Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$ гнучкого робочого органу (канату) для одинарної навивки як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta, \theta)$: 1 – $d_k = 0,005$ м; 2 – $d_k = 0,01$ м; 3 – $d_k = 0,015$ м

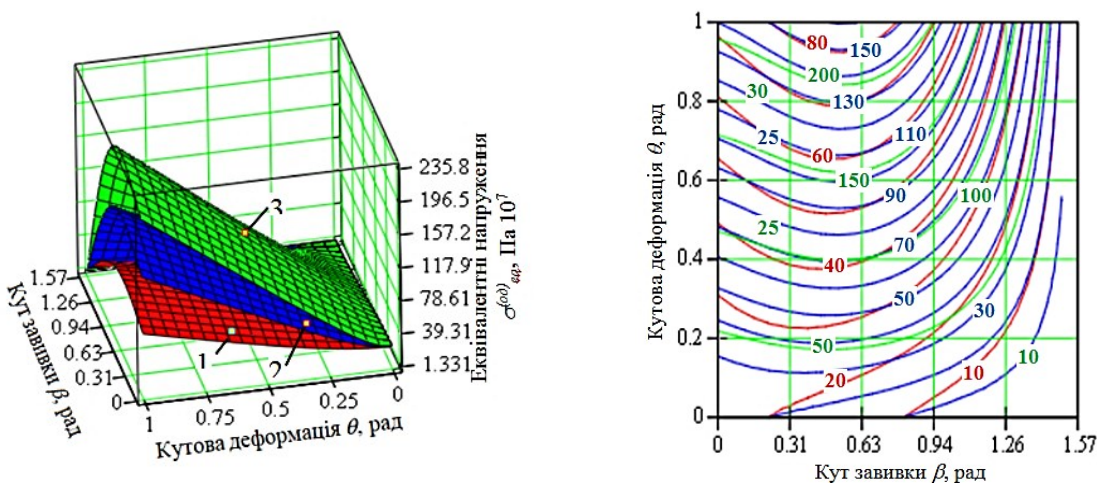


Рис.6. Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$ гнучкого робочого органу (канату) для одинарної навивки як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta, d_k)$: 1 – $\theta = 0$; 2 – $\theta = 0,5$ рад; 3 – $\theta = 1$ рад

При цьому приймали числові значення матеріальних констант – модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, осьова

деформація $\varepsilon = 0,001$ ($\approx 0,1\%$, що характерно для робочих навантажень без пластичної деформації), $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па, які відповідають конструкційній сталі та були обрані для забезпечення фізично реалістичних рівнів напружень у діапазоні пружності.

Ці межі функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$, які виникають у гнучкому канаті для одинарної навивки дроту також підтверджуються аналізом графічних залежностей (рис. 7, 8), які описують функціональну зміну еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$ для одинарної навивки робочого органу (канату) як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta)$ і $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(d_k)$ та які побудовано згідно з розробленим рівнянням (26).

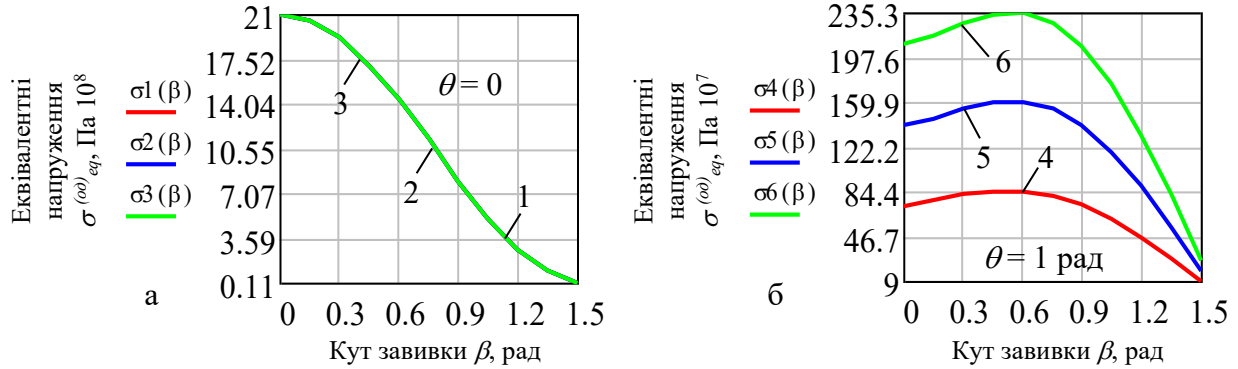


Рис. 7 Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$, які виникають у гнучкому канаті для одинарної навивки робочого органу (канату) як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta)$:
 а – 1, 2, 3 – відповідно, $d_k = 0,005; 0,01; 0,015$ м; б – 4, 5, 6 – відповідно, $d_k = 0,005; 0,01; 0,015$ м

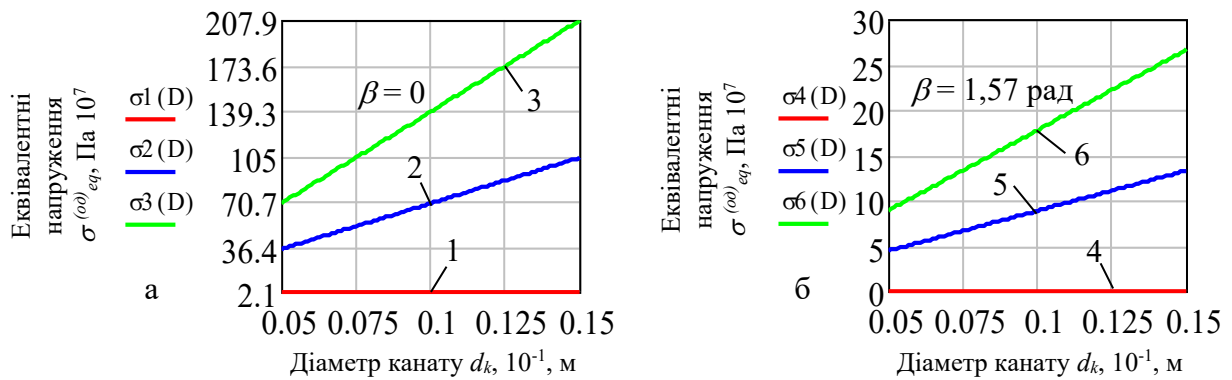


Рис. 8 Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$, які виникають у гнучкому канаті для одинарної навивки робочого органу (канату) як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(d_k)$:
 а – 1, 2, 3 – відповідно, $\theta = 0; 0,5; 1$ рад; б – 4, 5, 6 – відповідно, $\theta = 0; 0,5; 1$ рад

При разовому значенні кута завивки $\beta = 0$ або значенні кутової деформації $\theta = 0$ відсутня крутильна деформація, за яких друга складова нормальних напружень та дотичні напруження рівняння (26) дорівнюють нулю, або відповідно, $0,5\theta d_k \sin \beta = 0$, $0,75G^2 d_k^2 \theta^2 = 0$, діє тільки складова поздовжньої деформації гнучкого канату $\sigma_{eq}^{(од)} = E\varepsilon \cos^2 \beta$, тому криві 1, 2, 3 (рис. 7) збігаються, а еквівалентні напруження $\sigma_{eq}^{(од)}$ змінюються в діапазоні від 11 до 2080 МПа за зміни діаметра канату від 0,005 до 0,015 м. Це означає, що вплив діаметра гнучкого канату d_k за таких значень β і θ є незначним.

При фіксованому (сталому) значенні кута завивки $\beta = 0$, або $\beta = 1,57$ рад та значенні кутової деформації $\theta = 0$, еквівалентні напруження $\sigma_{eq}^{(од)}$ є постійними за зміни діаметра канату від 0,005 до 0,015 м та становлять, відповідно, 21 МПа (пряма 1, рис. 8,а) та дорівнюють 0 (пряма 4, рис. 8,б).

Для спрощення розрахунків, або для спрощеного випадку, за якого кути завивки β_1 та β_2 симетричні один відносно другого (один шар має кут завивки $(+\beta)$, другий шар має кут завивки $(-\beta)$) маємо:

$$\varepsilon_{d\pm}^{(nod)} = \varepsilon \cos^2 \beta; \tag{29}$$

$$\sigma_{\pm}^{(nod)} = E \varepsilon_{d\pm}^{(nod)} = E \varepsilon \cos^2 \beta; \tag{30}$$

$$\tau_{\pm}^{(nod)} = 0,5G r_k \theta \sin 2\beta; \tag{31}$$

$$\sigma_{eq\pm}^{(nod)} = 0,5 \sqrt{4E^2 \varepsilon^2 \cos^2 \beta + 3G^2 d_k^2 \theta^2 \sin^2 2\beta}; \tag{32}$$

$$\sigma_{eq\pm}^{(nod)} = E \sqrt{4\varepsilon^2 \cos^2 \beta + \frac{3d_k^2 \theta^2 \sin^2 2\beta}{4(1+\mu)^2}}. \tag{33}$$

У цьому випадку внесок кручення напружено-деформованого стану гнучкого канату, або гнучкого

робочого органу (канату) шнекового транспортера компенсується, що є важливим і ключовим результатом для конструкції гнучкого канату з подвійною навивкою дротів.

Згідно з рівнянням (32) побудовано графічну інтерпретацію функціональної зміни еквівалентних напружень, які виникають у гнучкому канаті для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки як функція $\sigma_{eq\pm}^{(под)} = f_{\sigma}(\theta, \beta)$ та функція $\sigma_{eq\pm}^{(нод)} = f_{\sigma}(\beta, d_k)$.

Відповідні залежності функціональної зміни еквівалентних напружень, які виникають у гнучкому канаті для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки наведено на рис. 9, рис. 10.

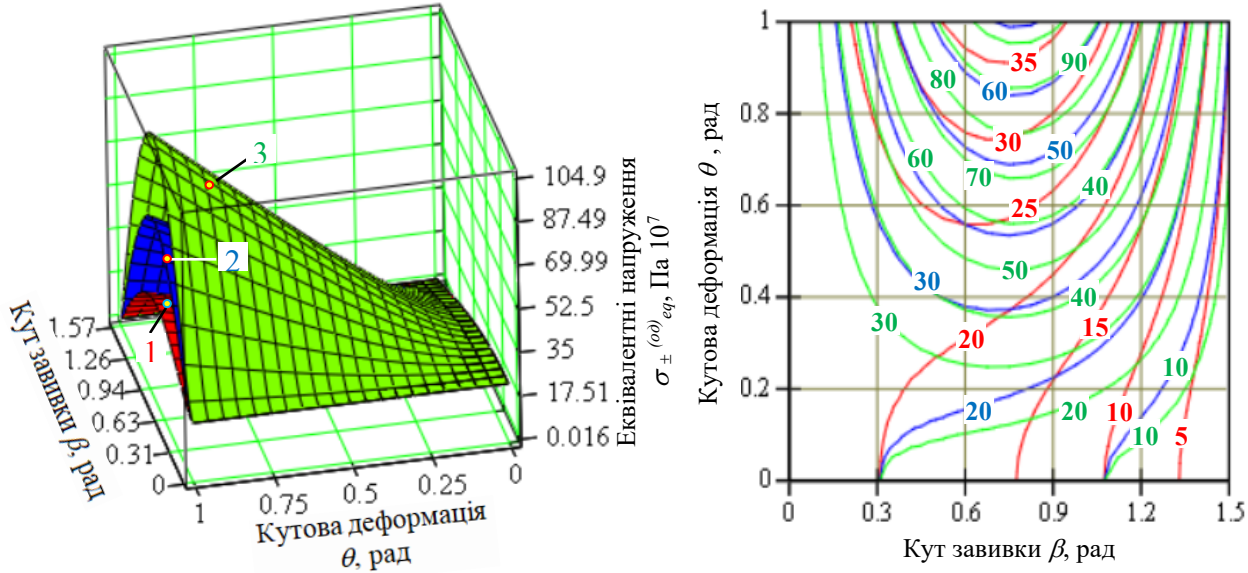


Рис. 9. Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$, які виникають у гнучкому канаті для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки як функція $\sigma_{eq\pm}^{(под)} = f_{\sigma}(\theta, \beta)$:
 1 – $d_k = 0,005$ м; 2 – $d_k = 0,01$ м; 3 – $d_k = 0,015$ м

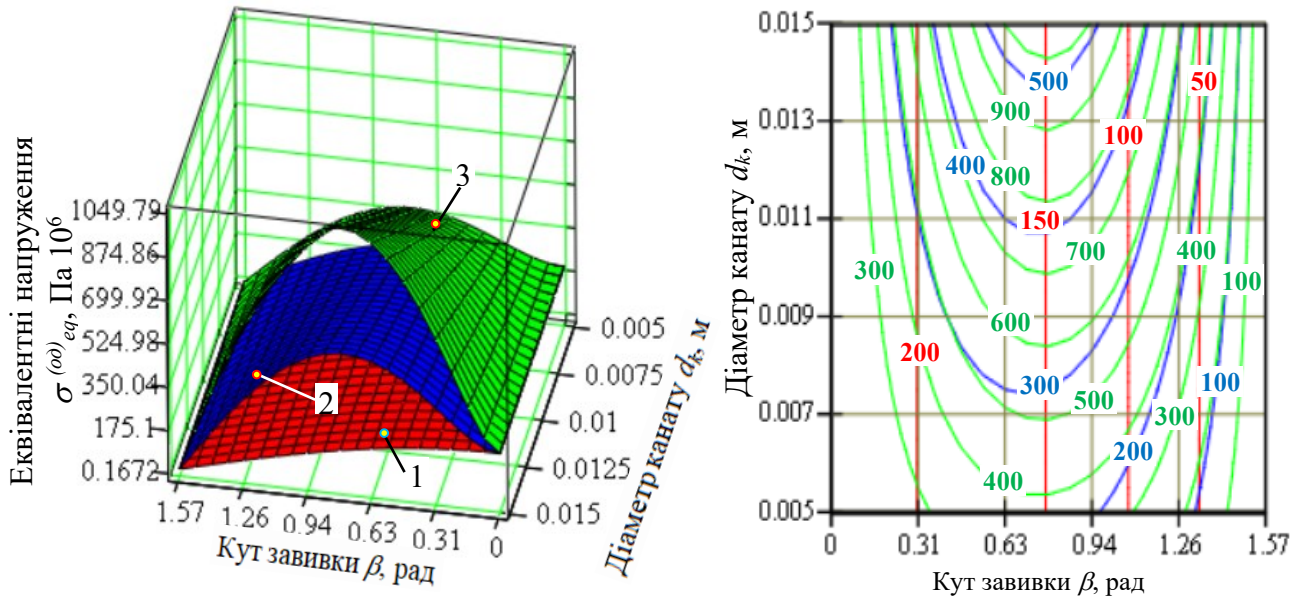


Рис. 10. Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$, які виникають у гнучкому канаті для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки як функція $\sigma_{eq\pm}^{(под)} = f_{\sigma}(\beta, d_k)$:
 1 – $\theta = 0,25$ рад; 2 – $\theta = 0,5$ рад; 3 – $\theta = 1$ рад

На основі аналізу графічних побудов (рис. 8, 9) встановлено, що функціональна зміна еквівалентних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$, які виникають у гнучкому канаті для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки має нелінійний, або наближений до параболічного характер зміни та дорівнює:

- залежно від одночасної зміни кута завивки β дроту від 0 до 1,57 рад та кутової деформації θ дроту від 0 до 1 рад – приблизно в межах зміни від 5 до 1050 МПа (рис. 8), при цьому: за зміни кутової деформації від 0 до 0,45 рад змінюються в межах: для діаметра гнучкого робочого органу (канату) $d_k = 0,005$ м – зростають від 5 до

350 МПа; для діаметра гнучкого робочого органу (канату) $d_k = 0,01$ м – від 10 до 700 МПа; для діаметра гнучкого робочого органу (канату) $d_k = 0,015$ м – від 10 до 1050 МПа;

- залежно від одночасної зміни кута завивки β від 0 до 1,57 рад та діаметра d_k канату від 0,005 м до 0,015 м – приблизно в межах зміни від 1,5 до 1050 МПа (рис. 9), при цьому: за зміни діаметра гнучкого робочого органу (канату) d_k від 0,005 до 0,015 м змінюються в межах: для кутової деформації $\theta = 0$ – знаходяться в межах зміни 5 до 200 МПа; для кутової деформації $\theta = 0,5$ рад – від 10 до 500 МПа; для кутової деформації $\theta = 1$ рад – від 100 до 1050 МПа.

Ці значення $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$ також підтверджуються аналізом графічних залежностей функціональної зміни еквівалентних напружень, які виникають у гнучкому канату для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_\sigma(\beta)$ та як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_\sigma(d_k)$, які побудовано згідно з рівнянням (32).

Відповідні залежності, які характеризують зміну еквівалентних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$ для подвійної навивки дроту за умови симетрії їх кутів завивки наведено на рис. 11, 12.

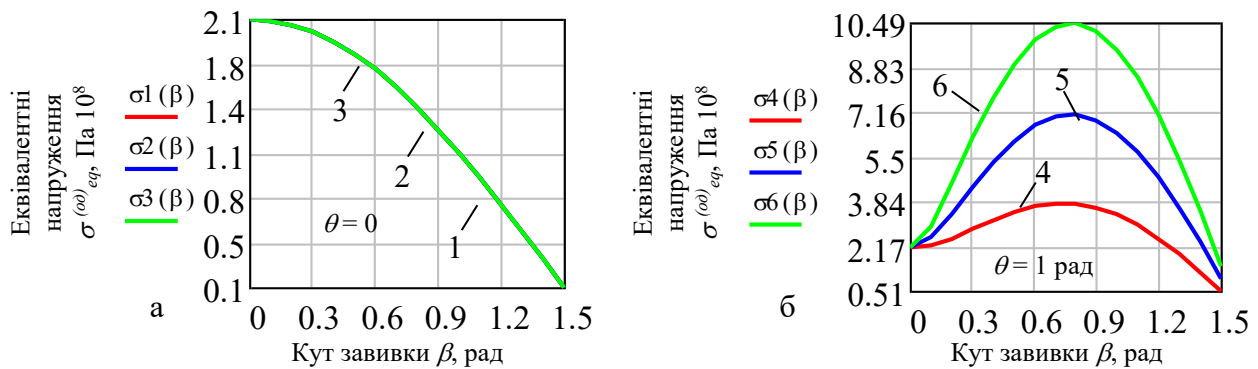


Рис. 11. Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$ гнучкого канату для подвійної навивки робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки як функція $\sigma_{eq\pm}^{(под)} = f_\sigma(\beta)$; а – 1, 2, 3 – відповідно, $d_k = 0,005; 0,01; 0,015$ м; б – 4, 5, 6 – відповідно, $d_k = 0,005; 0,01; 0,015$ м

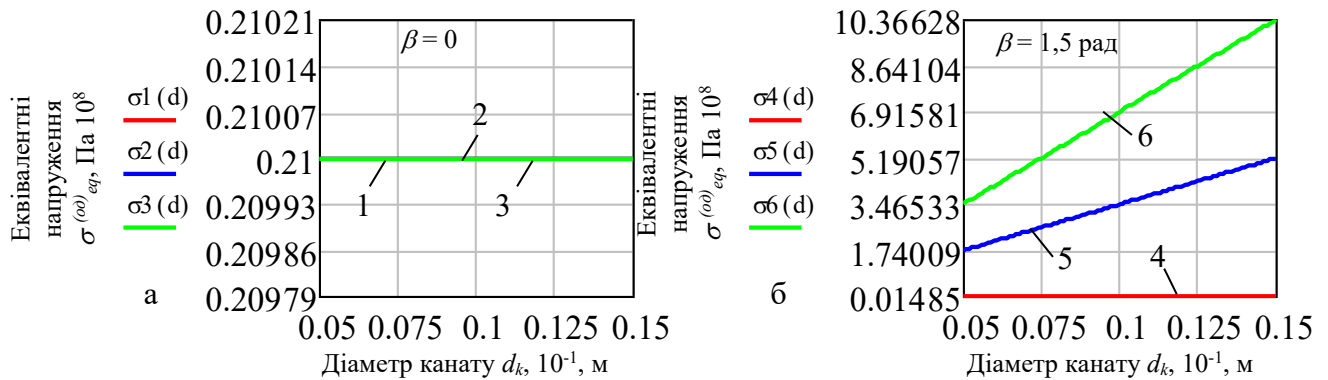


Рис. 12. Залежність функціональної зміни еквівалентних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$, які виникають у гнучкому канату для подвійної навивки гнучкого робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки як функція $\sigma_{eq\pm}^{(под)} = f_\sigma(d_k)$; а – $\beta = 0$; 1, 2, 3 – відповідно, $\theta = 0,25; 0,5; 1$ рад; б – $\beta = 1,5$ рад, 4, 5, 6 – відповідно, $\theta = 0,25; 0,5; 1$ рад

При разовому значенні кута завивки $\beta = 0$ або кутової деформації $\theta = 0$, крутильна деформація відсутня, за якої друга складова дотичних напружень $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$ рівняння (32) дорівнює нулю, або $3G^2 d_k^2 \theta^2 \sin^2 2\beta = 0$, діє тільки складова поздовжньої деформації гнучкого канату $\sigma_{eq}^{(од)} = E\epsilon \cos \beta$, тому криві 1, 2, 3 (рис. 11,а) збігаються, а еквівалентні напруження $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$ змінюються в діапазоні від 10 до 210 МПа за зміни діаметра гнучкого робочого органу (канату) від 0,005 до 0,015 м.

Це означає, що вплив діаметра гнучкого канату d_k за таких значень β і θ є незначним і практично не впливає на зміну $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$. При фіксованому (сталому) значенні кута завивки гнучкого робочого органу (канату) $\beta = 0$ та значенні кутової деформації $\theta = 0, \theta = 0,5$ рад, $\theta = 1$ рад, еквівалентні напруження, які виникають у гнучкому канату для подвійної навивки гнучкого робочого органу (канату) за умови симетрії їх кутів завивки $\sigma_{eq\pm}^{(под)}$ є постійними за зміни діаметра гнучкого робочого органу (канату) від 0,005 до 0,015 м та дорівнюють 21 МПа (пряма 1, 2, 3, рис. 12,а).

Висновки з даного дослідження

і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

Із проведених теоретичних досліджень та побудованих на їх базі графічних залежностей впливають результати, які стосуються кількісної оцінки моделювання напружено-деформованого стану робочого органу гнучкого трубчастого шнекового транспортера 3D поверхонь функціональної зміни еквівалентних напружень гнучкого робочого органу (канату) для одинарної $\sigma_{eq}^{(од)}$ та подвійної $\sigma_{eq}^{(под)}$ навивки гнучкого робочого органу (канату) та їх аналізу можна зробити такі висновки:

- як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta, \theta)$, $\sigma_{eq}^{(под)} = f_{\sigma}(\beta, \theta)$ – враховано сумісний вплив розтягу та кручення гнучкого робочого органу (канату) шнекового транспортера: при малих кутах завивки β наявні мінімальні зсувні деформації, які збільшуються при зростанні β ; при значеннях кута завивки $\beta \approx 25...35$ град для одинарної навивки дроту та $\beta \approx 35...45$ град для подвійної навивки гнучкого робочого органу (канату) наявні максимальні зсувні деформації; при збільшенні кута завивки β , або наближенні до кута $\beta \approx 1,5$ рад (≈ 90 град) зсувні деформації поступово спадають, тобто зменшуються;

- як функція $\sigma_{eq}^{(од)} = f_{\sigma}(\beta, d_k)$, $\sigma_{eq}^{(под)} = f_{\sigma}(\beta, d_k)$ – враховано вплив геометрії гнучкого трубчастого шнекового транспортера;

- еквівалентне напруження для одинарної $\sigma_{eq}^{(од)}$ та подвійної $\sigma_{eq}^{(под)}$ навивки гнучкого робочого органу (канату) має виражений нелінійний характер залежності від кута завивки β , а зростання кутової деформації θ призводить до інтенсивного збільшення еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$ і $\sigma_{eq}^{(под)}$, особливо при значеннях кута завивки β в межах від 25 град до 35 град для одинарної навивки гнучкого робочого органу (канату) та $\beta \approx 35...45$ град для подвійної навивки гнучкого робочого органу (канату);

- збільшення діаметра гнучкого робочого органу викликає незначне підвищення еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(од)}$ і $\sigma_{eq}^{(под)}$ за рахунок зростання дотичних складових;

- порівняльний аналіз значень еквівалентних напружень одинарної $\sigma_{eq}^{(од)}$ і подвійної $\sigma_{eq}^{(под)}$ навивки гнучкого робочого органу (каната) показав, що подвійна навивка забезпечує зниження еквівалентних напружень $\sigma_{eq}^{(под)}$ приблизно в середньому в 1,7-2,3 раза за рахунок компенсації складових, зумовлених крученням;

- подвійна навивка дротів зменшує дотичні напруження за рахунок зустрічної орієнтації гнучкого робочого органу (каната) і перерозподілу деформацій та підвищує довговічність, опір втомі і стійкість до кручення, що підтверджує доцільність використання подвійної навивки для підвищення міцності конструкції гнучкого шнекового транспортера.

Значення діаметра гнучкого робочого органу (каната) $d_k^{(од)}$ для одинарної навивки дроту знаходяться в діапазоні від 0,035 до 2,04 м, а мінімальне значення $d_{k\pm min}^{(под)}$ забезпечується за діапазону зміни кута завивки $\beta = 0,7-0,75$ рад та значення кутової деформації $\theta = 1$ рад,

Отримані теоретичні числові значення діаметра гнучкого кагату d_k як для одинарної, так і подвійної навивки дроту є практично нереальними для конструктивного виконання та потребують подальшого уточнення за енергетичними параметрами гнучкого шнекового транспортера, або енергетичного критерію руйнування гнучкого канату шнекового транспортера з врахуванням крутного моменту, частоти обертання гнучкого шнекового конвеєра, продуктивності тощо.

Література

1. Chen, L. Q., X. D. Yang, and C. J. Cheng. 2004. Dynamic stability of an axially moving viscoelastic beam. *European journal of mechanics a solids*, 23(4): 659–666.
2. Fayed, M. E., and T. S. Skocir. 2018. Chain-Type Conveyors. *Mechanical Conveyors*, 271–328. doi:10.1201/9780203747902-6
3. Hevko, R.B., O.M. Strishenets, O.L. Lyashuk, I.G. Tkachenko, O.M. Klendii, and V.O. Dzyura. 2018. Development of a pneumatic screw conveyor design and substantiation of its parameters, *INMATEH: Agricultural engineering*, 54.1: 153-160.
4. Hevko, R.B., M.V. Liubin, O.A. Tokarchuk, O.L. Lyashuk, B.V. Pohrishchuk, and O.M. Klendii. 2018. Determination of the parameters of transporting and mixing feed mixtures along the curvilinear paths of tubular conveyors, *INMATEH: Agricultural engineering*, 55.2: 97-104.
5. Hu, G., J. Chen, B. Jian, H. Wan, and L. Liu. 2010. Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the Discrete Element Method. In: *Mechanic Automation and Control Engineering (MACE)*, 2010 International Conference on, 927-930. IEEE, June.
6. Dun, G.; Sheng, Q.; Ji, X.; Zhang, C.; Gao, S.; Wei, Y.; Han, Y. Optimal Design and Experiment of Electronically Controlled Inclined Spiral Precision Fertilizer Discharger. *Agriculture* 2024, 14, 1131.
7. Yuan, Z.; Chen, X.; Yu, D. Recent advances in elongational flow dominated polymer processing technologies. *Polymers* 2021, 13, 1792.
8. He, G.; Lin, Z.; Yin, X.; Feng, Y. High orientation structure in UHMWPE/BN composites continuously obtained by elongational flow field leading to superior thermal conductivity. *J. Appl. Polym. Sci.* 2022, 139, e52640. [CrossRef]

9. Wu, T.; Tong, Y.; Qiu, F.; Yuan, D.; Zhang, G.; Qu, J. Morphology, rheology property, and crystallization behavior of PLLA/OMMT nanocomposites prepared by an innovative eccentric rotor extruder. *Polym. Adv. Technol.* 2018, 29, 41–51.
10. Yu, X.; He, J.; Liu, Y.; Su, L.; Liu, F. Structure-property relationship of polycarbonate/polypropylene alloys prepared: Via eccentric rotor extruder. *RSC Adv.* 2019, 9, 41248–41255.
11. Katterfeld, A., and K. Williams. 2008. Functional Analysis of Tube Chain Conveyors, Part 1: General Design and Calculation Principles. *Bulk Solids & Powder-Science & Technology*, 3(1): 23–32.
12. Krause, F., and A. Katterfeld. 2004. Functional analysis of tube chain conveyors. *Particle & Particle Systems Characterization: Measurement and Description of Particle Properties and Behavior in Powders and Other Disperse Systems*, 21(4): 348–355.
13. Lyashuk, O., M. Sokil, Y. Vovk, A. Gupka, and O. Marunych. 2018. Torsional oscillations of an auger multifunctional conveyor's screw working body with consideration of the dynamics of a processed medium continuous flow. *Ukrainian Food Journal*, 7(3): 499–510.
14. Stotsko, Z., B. Sokil, and V. Topilnytskyj. 2000. Das Unlinearparametrischmodell der Dreimassenmaschiennen fur die Vibrations volumen behandlung und ihre Streuladung. *Maszyny Dzwigowo-Transportowe*, 3: 50–62.
15. Zareiforoush, H., M. H. Komarizadeh, M. R. Alizadeh, and M. Masoomi. 2010. Screw conveyors power and throughput analysis during horizontal handling of paddy grains. *Journal of Agricultural science*, 2.2: 147–157.

References

1. Chen, L. Q., X. D. Yang, and C. J. Cheng. 2004. Dynamic stability of an axially moving viscoelastic beam. *European journal of mechanics a solids*, 23(4): 659–666.
2. Fayed, M. E., and T. S. Skocir. 2018. Chain-Type Conveyors. *Mechanical Conveyors*, 271–328. doi:10.1201/9780203747902-6
3. Hevko, R.B., O.M. Strishenets, O.L. Lyashuk, I.G. Tkachenko, O.M. Klendii, and V.O. Dzyura. 2018. Development of a pneumatic screw conveyor design and substantiation of its parameters, *INMATEH: Agricultural engineering*, 54.1: 153-160.
4. Hevko, R.B., M.V. Liubin, O.A. Tokarchuk, O.L. Lyashuk, B.V. Pohrishchuk, and O.M. Klendii. 2018. Determination of the parameters of transporting and mixing feed mixtures along the curvilinear paths of tubular conveyors, *INMATEH: Agricultural engineering*, 55.2: 97-104.
5. Hu, G., J. Chen, B. Jian, H. Wan, and L. Liu. 2010. Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the Discrete Element Method. In: *Mechanic Automation and Control Engineering (MACE)*, 2010 International Conference on, 927-930. IEEE, June.
6. Dun, G.; Sheng, Q.; Ji, X.; Zhang, C.; Gao, S.; Wei, Y.; Han, Y. Optimal Design and Experiment of Electronically Controlled Inclined Spiral Precision Fertilizer Discharger. *Agriculture* 2024, 14, 1131.
7. Yuan, Z.; Chen, X.; Yu, D. Recent advances in elongational flow dominated polymer processing technologies. *Polymers* 2021, 13, 1792.
8. He, G.; Lin, Z.; Yin, X.; Feng, Y. High orientation structure in UHMWPE/BN composites continuously obtained by elongational flow field leading to superior thermal conductivity. *J. Appl. Polym. Sci.* 2022, 139, e52640.
9. Wu, T.; Tong, Y.; Qiu, F.; Yuan, D.; Zhang, G.; Qu, J. Morphology, rheology property, and crystallization behavior of PLLA/OMMT nanocomposites prepared by an innovative eccentric rotor extruder. *Polym. Adv. Technol.* 2018, 29, 41–51.
10. Yu, X.; He, J.; Liu, Y.; Su, L.; Liu, F. Structure-property relationship of polycarbonate/polypropylene alloys prepared: Via eccentric rotor extruder. *RSC Adv.* 2019, 9, 41248–41255.
11. Katterfeld, A., and K. Williams. 2008. Functional Analysis of Tube Chain Conveyors, Part 1: General Design and Calculation Principles. *Bulk Solids & Powder-Science & Technology*, 3(1): 23–32.
12. Krause, F., and A. Katterfeld. 2004. Functional analysis of tube chain conveyors. *Particle & Particle Systems Characterization: Measurement and Description of Particle Properties and Behavior in Powders and Other Disperse Systems*, 21(4): 348–355.
13. Lyashuk, O., M. Sokil, Y. Vovk, A. Gupka, and O. Marunych. 2018. Torsional oscillations of an auger multifunctional conveyor's screw working body with consideration of the dynamics of a processed medium continuous flow. *Ukrainian Food Journal*, 7(3): 499–510.
14. Stotsko, Z., B. Sokil, and V. Topilnytskyj. 2000. Das Unlinearparametrischmodell der Dreimassenmaschiennen fur die Vibrations volumen behandlung und ihre Streuladung. *Maszyny Dzwigowo-Transportowe*, 3: 50–62.
15. Zareiforoush, H., M. H. Komarizadeh, M. R. Alizadeh, and M. Masoomi. 2010. Screw conveyors power and throughput analysis during horizontal handling of paddy grains. *Journal of Agricultural science*, 2.2: 147–157.