



УДК 621.867.42

С. Ф. Пилипака¹, д.т.н., проф.

ORCID: 0000-0002-1496-4615

М. Б. Клендїй², к.т.н., доц.,

ORCID: 0000-0001-8271-5381

А. П. Драган², к.т.н.

ORCID: 0000-0001-7195-1127

¹Національний університет біоресурсів та природокористування України²ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

e-mail: dragan1402@ukr.net, тел.: 096-234-43-14

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПУЧОГО МАТЕРІАЛУ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИМ ПАТРУБКОМ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Анотація. В результаті проведених досліджень запропоновано нові схеми перевантажувальних патрубків гвинтових конвеєрів призначених для транспортування сільськогосподарських сипучих матеріалів, що забезпечують зменшення енерговитрат на виконання процесу транспортування. Розроблено стенд і методику проведення дослідження з визначення параметрів гвинтових робочих органів, які дозволяють забезпечити мінімальне пошкодження транспортованого вантажу. Наведені результати експериментальних досліджень впливу конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів перевантажувального патрубка конвеєра на об'єм пошкодженого вантажу. Встановлено вплив конструктивних і технологічних параметрів розробленого перевантажувального патрубка і його робочих органів на параметри процесу транспортування сипких матеріалів і стан зернового матеріалу після транспортування.

Ключові слова. транспортування, гвинтовий конвеєр, перевантажувальний патрубок, робочий орган, травмування зернового матеріалу.

Постановка проблеми. Існуючі на даний час конструкції перевантажувальних патрубків [1; 2] в основному забезпечують вертикальне переміщення матеріалу під дією сил гравітації, що призводить до високих енерговитрат та виникнення крутих згинів магістралі.

Дослідження спрямовані на розробку конструкцій і визначення раціональних параметрів перевантажувальних елементів спрямовані за



двома напрямками. Перший полягає у компонованні патрубків, вивантажувальна і завантажувальна зони яких розташовані вертикально одна навпроти одної [1, 2] і мають власні приводи. Другий передбачає співвісне розташування і один привід магістралей [3].

Але такі конструкції мають суттєві недоліки. При вертикальному розташуванні магістралей зростають витрати енергії, що пов'язано з розташуванням завантажувальної магістралі над вивантажувальною в зоні пересипу. Це призводить до надлишкового піднімання матеріалу, і до появи додаткового згину завантажувальної магістралі перед патрубком, і спричиняє прискорене руйнування гвинтового робочого органу.

У другому випадку часто виникає скупчення сипучого матеріалу і так звані “мертві зони”, через те, що в зоні приводу обертовий рух передається на секцію направляючого кожуха [3].

Аналіз останніх досліджень. Дослідженню функціональних, характеристик транспортних засобів такого типу при їх взаємодії з сипучими матеріалами присвячено ряд робіт, зокрема [5; 6]. Дослідженню руху частинок сільськогосподарських матеріалів по поверхнях робочих органів конвеєрів присвячені роботи [7; 8; 9]. В роботах [10; 11; 12] обґрунтовано конструктивні і технологічні параметри робочих органів. Використання гвинтової поверхні для виготовлення гвинтових робочих органів розглянуто в працях [13; 14]. Теорія конструювання і побудови лінійчатих поверхонь висвітлена у роботі [15]. У роботі [16] обґрунтована практична можливість використання гвинтового робочого органу у перевантажувальних патрубках, а в роботі [17] визначено травмування зернового матеріалу гвинтовим конвеєром.

Проаналізувавши дані роботи можна зробити висновок, що існуючі на даний час конструкції перевантажувальних патрубків не задовольняють експлуатаційні вимоги, а тому актуальним завданням є розробка конструкцій з модернізованими робочими органами та обґрунтування їх оптимальних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів, при яких забезпечується підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є розроблення перевантажувальних патрубків конвеєрів, які забезпечують зменшення енерговитрат процесу перевантаження та оцінка рівня пошкодження транспортованого зерна.

Основна частина. Розглянемо рух частинки матеріалу робочим органом машини у вигляді гвинтової поверхні із заданою кривою осевого перерізу. Тригранник Френе напрямної кривої в кожній точці займає визначене положення. Одиничний орт $\vec{\tau}$ дотичний до кривої,

орт головної нормалі \bar{n} спрямований до центра кривини, орт біномалі \bar{b} перпендикулярний до $\bar{\tau}$ і \bar{n} . Тригранник Дарбу побудований в цій же точці, його орт \bar{T} збігається із ортом $\bar{\tau}$. Орт \bar{N} спрямований по нормалі до поверхні, тоді орт \bar{P} лежить в дотичній до поверхні площині. В спільній для цих тригранників нормальній площині кут між ортами \bar{n} і \bar{N} позначимо ε (рис. 1).

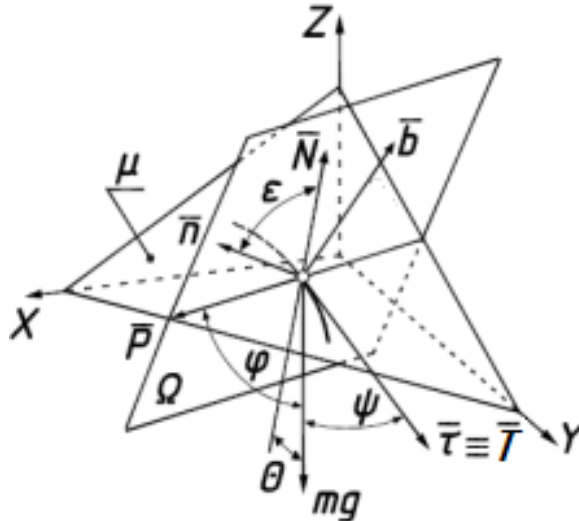


Рисунок 1. Супровідні тригранники Френе та Дарбу траєкторії руху частинки по поверхні

Розглянемо діючі на точку сили. Відцентрова сила, що виникає через рух точки криволінійною траєкторією, направлена вздовж головної нормалі \bar{n} від центра кривини. Так як орт \bar{n} лежить в нормальній площині Ω , відцентрова сила mV^2k , де m – маса частинки, V – швидкість її руху і k – кривина траєкторії в даній точці, також буде діяти в цій площині перпендикулярно до траєкторії руху. Кут ε в загальному випадку є змінним, але після стабілізації руху він буде сталим. Під час руху частинки поверхнею тільки сила ваги змінює напрям в натуральній системі координат, решта сил орієнтовані вздовж осей тригранників.

Після стабілізації руху швидкість V частинки стала і прикладені до неї сили будуть зрівноважені. Запишемо рівняння рівноваги сил в проекції на орти тригранника Дарбу. На орт \bar{T} :

$$mg \cos \psi - fR = 0, \quad (1)$$

де ψ - кут між ортом \bar{T} і вектором mg (рис. 1).

Складова кривини $k \cdot \cos \varepsilon$ в проекції на орт \bar{N} називається нормальною кривиною: $k_n = k \cdot \cos \varepsilon$. Рівняння рівноваги сил в проекції на орт \bar{N} :



$$R = mg \cos \theta + mV^2 k_n. \quad (2)$$

Добуток $k \cdot \sin \varepsilon$ називають геодезичною кривиною. Рівняння рівноваги в проекції на орт \bar{P} :

$$mV^2 k_z = mg \cos \phi. \quad (3)$$

Після перетворень отримаємо:

$$\begin{cases} g \cos \psi - f(g \cos \theta + V^2 k_n) = 0; \\ V^2 k_z = g \cos \phi. \end{cases} \quad (4)$$

Систему (4) можна звести до одного рівняння.

$$V^2 = \frac{g}{k_z} \cos \phi. \quad (5)$$

Враховуючи що $k_n/k_z = \operatorname{ctg} \varepsilon$ отримаємо:

$$\cos \psi - f(\cos \theta + \operatorname{ctg} \varepsilon \cos \phi) = 0. \quad (6)$$

Лінію осьового перерізу гвинтової поверхні задамо параметричними рівняннями:

$$\rho = \rho(u); \quad h = h(u) \quad (7)$$

Дана лінія може відхилитися від осі на сталу d . Наприклад, якщо взяти дугу кола радіуса r , то рівняння (7) набудуть вигляду:

$$\rho = r \sin u + d; \quad h = r \cos u \quad (8)$$

Для утворення гвинтової поверхні дузі кола треба надати гвинтового переміщення. Такий спосіб описується рівняннями:

$$X = \rho \cos \alpha; \quad Y = \rho \sin \alpha; \quad Z = h + b\alpha, \quad (9)$$

де α – кут повороту кривої навколо вертикальної осі,

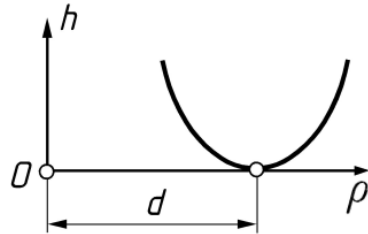
b – гвинтовий параметр.

Гвинтова поверхня (9) і крива осьового перерізу (8) зображені на рис. 2, б.

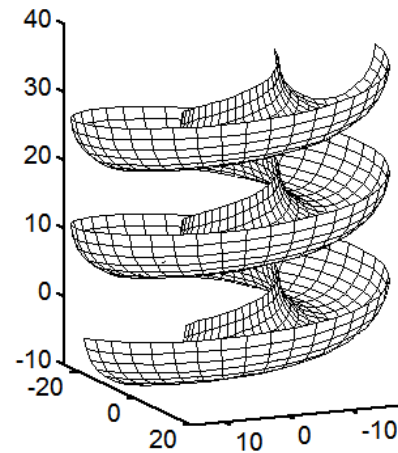
Для розв'язку рівняння (6), треба знати всі кути, які до нього входять.

Проекції вектора \bar{N} на поверхню (9) знаходимо, як векторний добуток векторів, дотичних до координатних осей. Проекціями цих векторів є часткові похідні першого порядку поверхні (9):

$$\begin{aligned}
 X_u &= \rho'_u \cos \alpha; & Y_u &= \rho'_u \sin \alpha; & Z_u &= h'_u; \\
 X_\alpha &= -\rho \sin \alpha; & Y_\alpha &= \rho \cos \alpha; & Z_\alpha &= b.
 \end{aligned}
 \tag{10}$$



а



б

а) розташування кривої; б) поверхня, утворена гвинтовим рухом кривої

Рисунок 2. Схема утворення поверхні

Тоді векторний добуток векторів (10):

$$\bar{N} = \begin{vmatrix} X & Y & Z \\ X_u & Y_u & Z_u \\ X_\alpha & Y_\alpha & X_\alpha \end{vmatrix} = \left\{ \begin{aligned} &b\rho'_u \sin \alpha - \rho h'_u \cos \alpha; \\ &-b\rho'_u \cos \alpha - \rho h'_u \sin \alpha; \\ &\rho\rho'_u. \end{aligned} \right\}
 \tag{11}$$

Після приведення \bar{N} (11) до одиничного:

$$\bar{N} = \left\{ \begin{aligned} &\frac{b\rho'_u \sin \alpha - \rho h'_u \cos \alpha}{\sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}; \\ &-\frac{b\rho'_u \cos \alpha + \rho h'_u \sin \alpha}{\sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}; \\ &\frac{\rho\rho'_u}{\sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}} \end{aligned} \right\}.
 \tag{12}$$

Спільний орт тригранників $\bar{\tau} \equiv \bar{T}$ спрямований по дотичній до траєкторії руху. Так як траєкторією руху є гвинтова лінія, проєкції дотичної можна знайти диференціюванням рівнянь (9) за змінною α :

$$x' = -\rho \sin \alpha; \quad y' = \rho \cos \alpha; \quad z' = b.
 \tag{13}$$

Щоб розрізнити поверхні від лінії, будемо застосовувати в



першому випадку великі літери, а в другому – малі. Привівши вектор (13) до одиничного, можна записати:

$$\bar{T} = \left\{ -\frac{\rho \sin \alpha}{\sqrt{\rho^2 + b^2}}; \quad \frac{\rho \cos \alpha}{\sqrt{\rho^2 + b^2}}; \quad \frac{b}{\sqrt{\rho^2 + b^2}} \right\}. \quad (14)$$

Орт \bar{P} перпендикулярний до \bar{N} і \bar{T} , тоді його можна знайти через їх векторний добуток:

$$\bar{P} = \begin{vmatrix} X & Y & Z \\ T_x & T_y & T_z \\ N_x & N_y & N_z \end{vmatrix} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{b\rho h'_u \sin \alpha + \rho'_u (\rho^2 + b^2) \cos \alpha}{\sqrt{\rho^2 + b^2} \sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}; \\ -\frac{b\rho h'_u \cos \alpha - \rho'_u (\rho^2 + b^2) \sin \alpha}{\sqrt{\rho^2 + b^2} \sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}; \\ \frac{h'_u \rho^2}{\sqrt{\rho^2 + b^2} \sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}. \end{array} \right\} \quad (15)$$

Проекції вектора \bar{n} знаходять за відомими формулами через похідні напрямної кривої:

$$\bar{n} = \{-\cos \alpha; \quad -\sin \alpha; \quad 0\}. \quad (16)$$

Вектор сили ваги mg позначимо літерою \bar{j} і запишемо проекції враховуючи те, що він спрямований вниз:

$$\bar{j} = \{0; \quad 0; \quad -1\}. \quad (17)$$

Кути між векторами \bar{L} і \bar{M} знаходимо за відомою формулою:

$$\cos(\bar{L}, \bar{M}) = L_x M_x + L_y M_y + L_z M_z. \quad (18)$$

Маючи (18), знаходимо косинуси кутів.

Для векторів \bar{T} і \bar{j} :

$$\cos \psi = -\frac{b}{\sqrt{\rho^2 + b^2}}. \quad (19)$$

Для векторів \bar{N} і \bar{j} :

$$\cos \theta = -\frac{\rho \rho'_u}{\sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}. \quad (20)$$



Для векторів \bar{P} і \bar{j} :

$$\cos \phi = -\frac{h'_u \rho^2}{\sqrt{\rho^2 + b^2} \sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}. \quad (21)$$

Для векторів \bar{N} і \bar{n} :

$$\cos \varepsilon = \frac{\rho h'_u}{\sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}}. \quad (22)$$

Підставимо в рівняння (16) і після перетворень отримаємо:

$$b \rho_u' \sqrt{\rho^2 + b^2} = f \rho \sqrt{\rho^2 (\rho_u'^2 + h_u'^2) + b^2 \rho_u'^2}. \quad (23)$$

З рівняння (23) можливо знайти відстань ρ від осі гвинтової поверхні до траєкторії руху частинки. Щоб знайти швидкість руху використаємо формулу (15). Кривизна k гвинтової лінії відома:

$$k = \frac{\rho}{\rho^2 + b^2}. \quad (24)$$

Синус кута ε знаходимо за виразом (22), і після підстановки у (15) отримаємо:

$$V^2 = -g \rho \frac{h'_u}{\rho_u'}. \quad (25)$$

Щоб знайти швидкість (25), треба задати лінію осьового перерізу поверхні. Нехай це буде дуга кола (8). Знайдемо похідні рівнянь (8):

$$\rho_u' = r \cos u; \quad h'_u = -r \sin u. \quad (26)$$

Підставляючи (8) і (26) в (24) і (25) отримаємо:

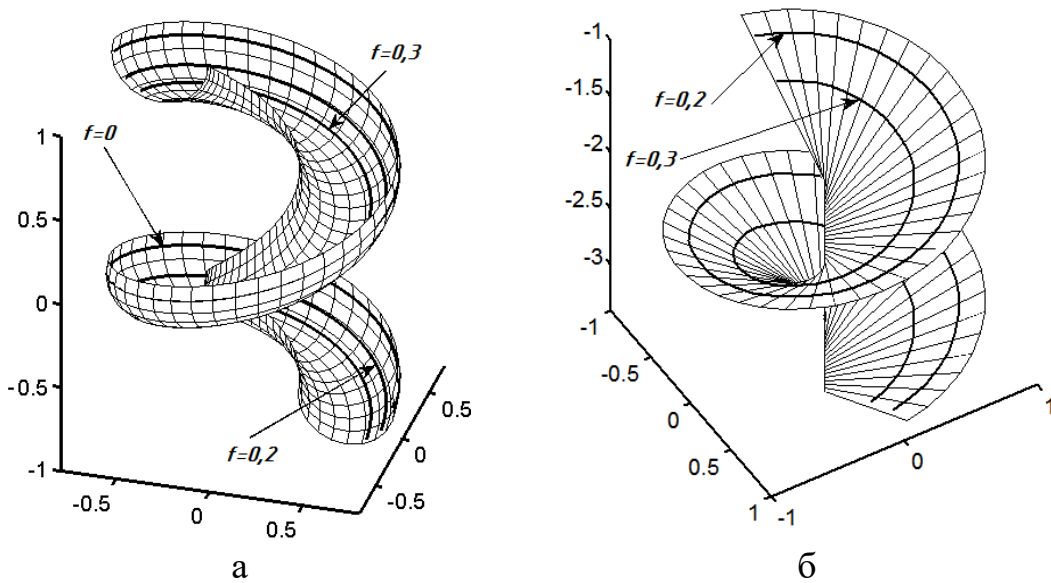
$$b \cos u \sqrt{(r \sin u + d)^2 + b^2} = f (r \sin u + d) \sqrt{(r \sin u + d)^2 + b^2 \cos^2 u} \quad (27)$$

$$V^2 = g (r \sin u + d) \operatorname{tg} u. \quad (28)$$

Для розв'язку рівняння (27) потрібно застосовувати чисельні методи. Візьмемо поверхню з такими параметрами: $r=0,25$, $d=0,5$, $b=0,2$. Отримаємо такі значення кута u при різних значеннях коефіцієнта тертя f : $u=0,4443$ при $f=0,3$; $u=0,8359$ при $f=0,2$; $u=1,5708$ при $f=0$. Швидкість руху: $V=1,68$ м/с при $f=0,3$; $V=2,73$ м/с при $f=0,2$; $V=\infty$ при $f=0$.

На рис. 3, а показана гвинтова поверхня з траєкторією руху

частинки при різних значеннях коефіцієнта тертя.



а) поверхнею утвореною гвинтовим рухом дуги кола; б) поверхнею утвореною гвинтовим рухом прямої

Рисунок 3. Траєкторії руху частинки по гвинтових поверхнях

Розглянемо випадок, коли лінією осьового перерізу є пряма, розміщена під кутом β до горизонтальної площини. Тоді параметричні рівняння лінії осьового перерізу матимуть вигляд:

$$\rho = u \cos \beta; \quad h = u \sin \beta \quad (29)$$

Підставивши рівняння (29) і їх похідні $\rho'_u = \cos \beta$, $h'_u = \sin \beta$ у (23) і отримаємо:

$$b\sqrt{u^2 \cos^2 \beta + b^2} = fu \cos \beta \sqrt{u^2 + b^2}. \quad (30)$$

Розв'яжемо рівняння (30) відносно параметра u :

$$u = \frac{b}{\sqrt{2f}} \sqrt{1 - f^2 + \sqrt{\frac{4f^2}{\cos^2 \beta} + (1 - f^2)^2}} \quad (31)$$

З (31) видно, що u зростає пропорційно параметру b . Підставивши в (25) перший враз (29) і похідні отримаємо:

$$V = \sqrt{-gu \sin \beta}. \quad (32)$$

Для гелікоїда з кутом нахилу твірних $\beta = -45^\circ$ і $b = 0,2$ отримаємо такі значення u : $u = 0,4443$ при $f = 0,3$; $u = 0,8359$ при $f = 0,2$; $u = \infty$ при $f = 0$. При зменшенні коефіцієнта тертя зростає швидкість частинки: $V = 1,8$ м/с при $f = 0,3$; $V = 2,2$ м/с при $f = 0,2$. Поверхню і траєкторії руху частинки показано на рис. 3, б.

Для вибору раціональної конструкції перевантажувального



патрубка розглянемо окремі варіанти напрямків перевантаження транспортованого матеріалу із завантажувальної на вивантажувальну магістраль (рис. 1).

Якщо застосувати лівосторонньо навиту гвинтову спіраль з обертанням шнекових робочих органів спрямованим проти ходу годинникової стрілки (рис. 4,а) сипучий матеріал рухається нижньою горизонтальною поверхнею перевантажувального патрубка. При застосуванні правосторонньо навитої гвинтової спіралі з напрямком обертання шнеків за ходом годинникової стрілки (рис. 4,б) сипучий матеріал переміщується по верхній горизонтальній поверхні патрубка.

Комбінуючи напрямки навантаження та обертального руху шнеків можна отримати інші варіанти перевантаження сипучого матеріалу з завантажувальної магістралі на вивантажувальну (рис. 4, в, г).

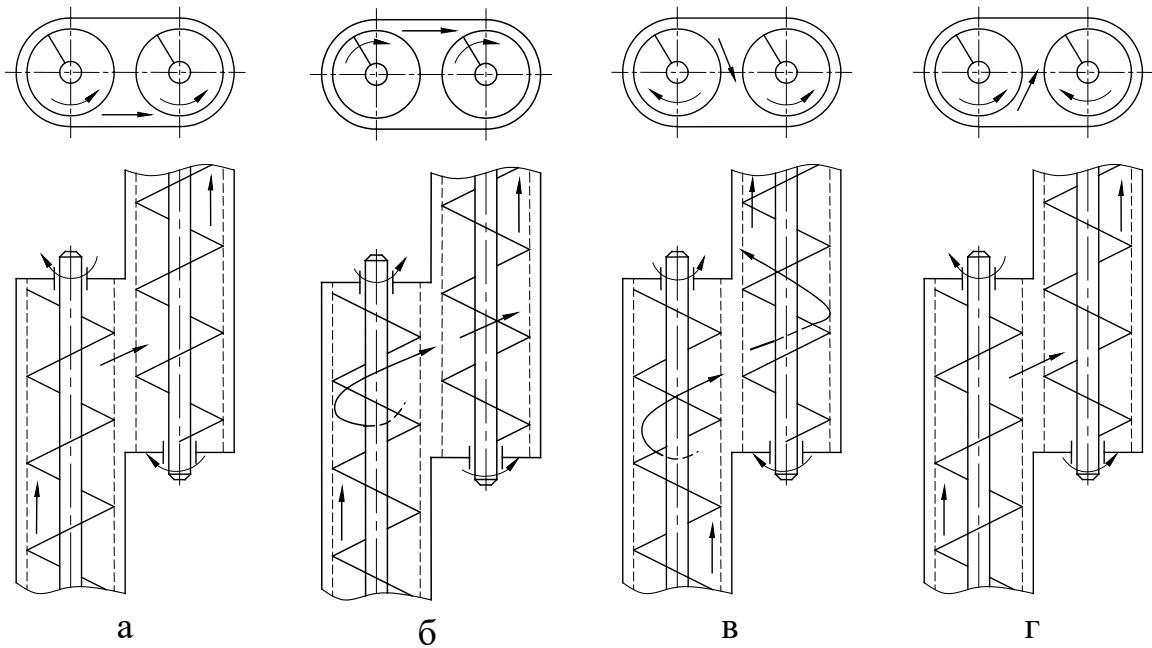
Для встановлення раціональних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів конвеєра треба провести експериментальні дослідження для розроблених варіантів компоновання і порівняти отримані результати.

Для цього виготовлено стенд, загальний вигляд якого при різних розташуваннях перевантажувального патрубка показано на рис. 5.

Метою проведених досліджень було отримання відповідності параметрів робочого процесу перевантажувального патрубка експлуатаційним вимогам, та визначення впливу регульованих параметрів шнеків на рівень пошкодження транспортованого матеріалу.

При проведенні експериментів змінними були наступні параметри:

- кутова швидкість робочих органів;
- кут нахилу патрубка до горизонту;
- величина зазору між кожухом і поверхнею обертання робочих органів;
- варіанти виконання робочих органів.



Рисцнок 4. Схеми напрямків перевантаження сипкого матеріалу з завантажувальної магістралі на вивантажувальну



а



б

Рисунок 5. Експериментальний стенд

Для визначення впливу варіантів виконання шнекових робочих органів запропоновано і виготовлено їх пари, які зображено на рис. 6.

У випадку а) робочий орган виконано комбінуванням гвинтової спіралі однією стороною закріпленої на валу яка переходить в радіальні пластини розташовані діаметрально.

Для унеможливлення подачі транспортованого матеріалу в бік розташування опор валу, за пластинами закріплена секція шнека з

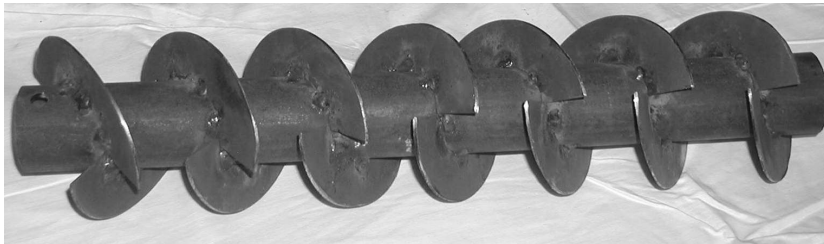
протилежним напрямом навивання, і вивантажувальний робочий орган виготовлений з суцільної спіралі.



а



б



в

а - комбінований шнек з бітером; б - суцільний шнек; в - вал з похилими лопатками

Рисунок 6. Загальний вигляд гвинтових робочих органів перевантажувального патрубка

Також доцільно провести експериментальні дослідження для суцільних шнеків. Такий робочий орган зображено на рис. 6,б.

В даний час ведуться дослідження гвинтових робочих органів, виконаних з використанням шарнірно з'єднаних секцій для гнучких конвеєрів [18], які забезпечують переміщення сипучих матеріалів криволінійними магістралями. В такому випадку складним є виготовлення гвинтових секцій спіралей, довжина який має становити 1,2-2 кроку шнека.

На практиці виготовлення такої секції здійснюється за 4 чи 5 операцій (навивання; калібрування; розрізання на секції; оброблення торцевих поверхонь; оброблення бокових поверхонь).

Для усунення цієї проблеми розроблено новий робочий органу [19], який виконаний у вигляді валу, на якому закріплені похилі лопатки.

Отже, необхідно провести експериментальні дослідження і для такого типу робочого органу (рис. 6,в), який розташовуватиметься в



патрубку, який працюватиме на гнучких технологічних магістралях.

Для певної пари шнекових робочих органів проводиться комплекс експериментів, з метою визначення часу переміщення транспортованого матеріалу між завантажувальною і розвантажувальною магістралями, і встановленні рівня травмування матеріалу що транспортується.

Для цього за різних обертів шнеків, змінювалися кути нахилу перевантажувального патрубка і величини технологічних зазорів і, при цьому, визначали час вивантаження певного об'єму сипкого матеріалу з бункера за допомогою перевантажувального патрубка.

Для визначення рівня травмування сипкого матеріалу попередньо відбирають десять проб матеріалу. Перед проведенням експериментальних досліджень шляхом підрахунку визначають відсоток пошкодженого зерна. Потім зерновий матеріал пропускають через патрубок. Для мінімізації впливу випадкових факторів на результати досліджень транспортований матеріал доцільно декілька разів пропускати через патрубок, і встановлений відсоток пошкодженого матеріалу поділити на відповідну кількість проходів матеріалу.

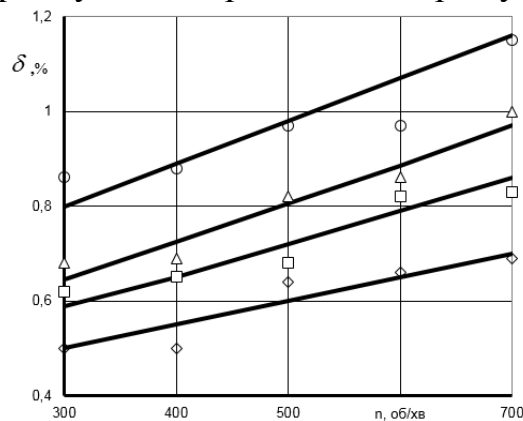
При проведенні експерименту змінювалися такі фактори:

- зовнішній діаметр шнека - D , мм;
- кількість обертів робочого органу за хвилину - n , об/хв.;
- кут перевантажувального патрубка до горизонтальної площини – α , град.

При проведенні експериментів використовувалися різні типи і розміри шнекових робочих органів [20]. Спочатку експерименти проводили для шнеків діаметром 98 мм, а потім їх поверхню обертання проточували, зменшуючи зовнішній діаметр до необхідного. Регулювання частоти обертання шнека забезпечувалося за допомогою частотного перетворювача струму. Кут нахилу перевантажувального патрубка до горизонтальної площини змінювали дискретно, фіксуючи шарнірно закріплені плити основи патрубка на рамі експериментальної установки [22].

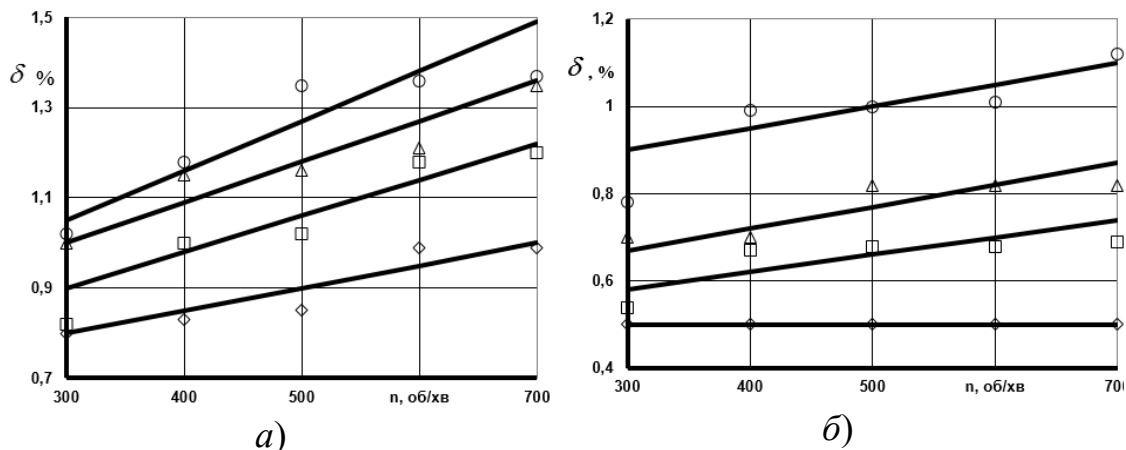
В результаті проведених експериментів для перевантажувального патрубка з робочим органом виконаним у вигляді шнека з лопаткою (рис. 6,а) побудовані графічні залежності (рис. 7) ступеня травмування насінневого зернового матеріалу δ від частоти обертання шнека n при $D = 96$ мм для різних кутів нахилу α перевантажувального патрубка. Аналізуючи їх можна встановити, що при частотах обертання шнека в межах 300...400 об/хв ступінь пошкодження транспортованого матеріалу фактично не змінюється. Зростання величини n викликає зростання травмування матеріалу, і чим більший кут нахилу патрубка, тим більше зростає величина δ .

На рисунку 8 наведено графічні залежності для робочих органів з похилими пластинами (рис. 6,в). Проаналізувавши їх можна стверджувати, що збільшення рівня травмування зернового матеріалу при збільшенні частоти обертання робочого органу спостерігається для різних кутів нахилу патрубків, крім горизонтального положення при $D = 96$ мм. Збільшення діаметру робочого органу з 96 до 97 мм викликає збільшення рівня травмування зернового матеріалу на 14...37%.



1◇ – $\alpha = 0^\circ$; 2□ – $\alpha = 10^\circ$; 3△ – $\alpha = 20^\circ$; 4○ – $\alpha = 30^\circ$

Рисунок 7. Залежності рівня пошкодження транспортованого матеріалу δ від обертів n шнека при зміні кута нахилу α



1◇ – $\alpha = 0^\circ$; 2□ – $\alpha = 10^\circ$; 3△ – $\alpha = 20^\circ$; 4○ – $\alpha = 30^\circ$; а - $D = 97$ мм; б - $D = 96$ мм.

Рисунок 8. Залежності рівня пошкодження транспортованого матеріалу δ від обертів n робочого органу з похилими лопатками при змінному куті нахилу α

Висновки. Проаналізувавши технологічні схеми можливих варіантів руху зернового матеріалу в робочій зоні перевантажувального патрубків, розроблено його удосконалену конструкцію, запропоновано комплекти шнекових робочих органів, виготовлено установку для проведення експериментальних



досліджень, а також розроблена методика проведення експериментальних досліджень.

На основі отриманих результатів можна стверджувати, що при частотах обертання робочих органів 300...400 об/хв рівень травмування зернового матеріалу змінюється мало. Зростання величини n вище вказаних меж призводить до зростання рівня травмування зернового матеріалу, і чим більший кут нахилу патрубку до горизонтальної площини, тим інтенсивніше зростає δ . При збільшенні діаметру шнека з 96 до 97 мм викликає зростання рівня травмування зернового матеріалу на 14...37%.

Список використаних джерел.

1. Bulgakov V., Nikolaenko S., Holovach I., Adamchuk V., Kiurchev S., Ivanovs S., Olt, J. Theory of grain mixture particle motion during aspiration separation. *Agronomy Research*, 18(1), 2020. С. 18-37.
2. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O. Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2017. Vol. 4. P. 81–87.
3. Pylypaka S. F., Klendii M. B., Klendii O. M. Particle motion over the surface of a rotary vertical axis helicoid. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 51, No. 1. P. 15–28.
4. Патент № 67426А Україна, В65633/16. Гвинтовий конвеєр. Клендій М.Б., Павлова І.О., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. № 2003010046. Бюл. № 8. 3 с.
5. Liaposchenko O., Pavlenko I., Nastenko O. The model of crossed movement and gas-liquid flow interaction with captured liquid film in the inertial-filtering separation channels. *Separation and Purification Technology*. 2017. Vol. 173. P. 240–243.
6. Hevko B. M., Hevko R. B., Klendii O. M., Buriak M. V., Dzyadykevych Y. V., Rozum R. I. Improvement of machine safety devices. *Acta Polytechnica*. 2018. Volume 58. Issue 1. P.17-25.
7. Pylypaka S., Klendii M., Kremets T., Klendii O. Particle motion over the surface of a cylinder, which performs translational oscillations in a vertical plane. *Engineering Journal*. 2018. Vol. 22, No. 3. P. 83–92.
8. Булгаков В., Адамчук В., Кувачов В. Результати експериментальних досліджень блоково-модульного сільськогосподарського агрегату. *Вісник аграрної науки*. Вип. 99, № 7. 2021. С. 49-58.
9. Бондарев В. С. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин : підручник для ВУЗів. Київ: Вища школа, 2009. 322 с.
10. Скиба М. Є., Синюк О. М., Михайловський А. Ю. Математичне моделювання впливу геометрії шнека та кінематичних



параметрів його руху на переміщення гранульованого полімеру в процесі лиття під тиском. *Вісник Хмельницького національного університету*. № 5. 2015. С. 38–44.

11. Кобець А. С., Чурсінов Ю. О., Черних С. А., Сабадаш М. П., Грекова Н. В., Канунніков В. П. *Машини і обладнання для зберігання та комплексної обробки зерна*. Дніпро: ДДАУ, 2013. 766 с.

12. Bulgakov V. et al. Motion stability estimation for modular traction vehicle-based combined. unit. *Agronomy Research*. 2020. Vol. 18, No. 4. P. 2340–2352.

13. Bulgakov V. et al. Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain. *Biosystems Engineering*. 2018. Vol. 171. P. 155–164.

14. Pylypaka S. et al. External rolling of a polygon on closed curvilinear profile. *Acta Polytechnica*. 2021. Vol. 61, No. 1. P. 270–278.

15. Hevko B. M. et al. Improvement of machine safety devices. *Acta Polytechnica*. 2018. Vol. 58. No. 1. P. 17–25.

16. Hevko R. et al. Investigation of sectional operating elements for conveying agricultural materials. *Research in Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 66, No. 1. P. 18–26.

17. Hevko R. et al. Experimental studies of the process of loose material transportation by a pneumatic-screw conveyor. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2021. Vol. 63, No. 1. P. 479–487.

18. Tkachenko I. et al. Substantiation of the parameters of a horizontal conveyer-cleaner of root crops. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov*. 2021. Vol. 1. P. 213–222. doi: 10.31926/BUT.FWIAFE.2021.14.63.1.19.

19. Hevko R. et al. Design development and study of an elastic sectional screw operating tool. *Acta Polytechnica*. 2021. Vol. 61, No. 5. P. 624–632. doi: 10.14311/AP.2021.61.0624.

20. Kuvachov V. et al. Experimental research into new harrowing unit based on gantry agricultural implement carrier. *Agronomy Research*. 2021. Vol. 19, No. 1. P. 126–135.

21. Bulgakov V. et al. Experimental studies of flexible sectional screw conveyor torque value. *Engineering for rural development: Contents of proceedings of 21st international scientific conference (Jelgava, 25-27 May 2022)*. Jelgava, 2022. P. 472–477.

22. Bulgakov V. et al. Research of a contact stresses in swivel elements of flexible shaft in screw conveyor for transportation of agricultural materials. *Estonian Academic Agricultural Society*. 2022. Vol. 1. P. 1–7.

Стаття надійшла до редакції 20.04.2023 р.



S. Pylypaka¹, M. Klendiy²., A. Drahan²

¹National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

²Separated Subdivision of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine «Berezhany agrotechnical institute»

SIMULATION AND RESEARCH OF THE PROCESS OF TRANSPORTATION OF BULK MATERIAL THROUGH THE LOADING PIPE OF A SCREW CONVEYOR

Summary

Increasing the length of agricultural bulk materials transportation routes is possible by increasing the torsional rigidity of flexible screw implements or by using double-track conveyors with a transmission pipe between them.

The first solution to the problem significantly increases the metal consumption of the screw conveyor's working body, which leads to increased energy consumption, as well as an increase in the level of vibrations and rapid wear of the flexible body.

Therefore, another direction can be considered rational, which allows unloading the working bodies of loading and unloading lines and significantly reducing their metal consumption.

The purpose of the research was to determine the compliance of the operating parameters of the reloading nozzle with the operational requirements and to determine the effect of the adjustable parameters of the screws on the level of damage to the transported material.

As a result of the research, new schemes of reloading nozzles of screw conveyors for the transportation of bulk agricultural materials have been developed, which provide a significant reduction in energy consumption for the work process. The design of the test bench and the research methodology for determining the main parameters of the working bodies that reduce damage to the transported bulk materials have been developed. The results of experimental studies carried out to determine the influence of the structural and kinematic parameters of the screw working bodies of the conveyor's reloading nozzle on the degree of seed damage are presented. The regularities of the influence of the structural and technological parameters of the developed reloading nozzle and its working bodies on the parameters of the process of material transportation and the degree of their damage have been established. The results of experimental studies indicate that the main factor leading to an increase in the level of damage to bulk material is the size of the gap between the surface of the rotating working body and the casing, followed by the speed of its rotation and the angle of inclination of the reloading nozzle to the horizon.

Key words: overloading nozzle, transportation, rotation frequency, screw conveyor, working body, angle of inclination of the nozzle, injury of grain material.