



Механізація, електрифікація

УДК 621.867.42

© 2023

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ

В.М. Булгаков¹, В.В. Адамчук², В.Т. Надикто³, О.М. Троханяк⁴

^{1, 2}доктори технічних наук, професори, академіки НААН

³доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН

⁴кандидат технічних наук, доцент

^{1, 4}Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

²Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна

³Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь Запорізької обл., 72312, Україна

e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vvadamchuk@gmail.com,

³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴klendii_o@ukr.net

ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0003-0358-7946,

³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0002-4671-5824

Надійшла 05.03.2023

Мета. Підвищити ефективність функціонування гнучких гвинтових конвеєрів за рахунок обґрунтування параметрів удосконаленої конструкції шарнірно-секційного робочого органу для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів. **Методи.** Теоретичні дослідження проведено з використанням методів теоретичної механіки та вищої математики. Теоретичні розрахунки отриманих аналітичних залежностей та їх графічну інтерпретацію виконано на ПК із використанням розроблених програм у середовищах Delphi та SolidWorks. **Результати.** З метою забезпечення правильного функціонування шарнірного вузла досліджували вплив його конструктивних параметрів на забезпечення взаємного обертання, необхідного кутового зміщення осей та запобігання заклинюванню. Виведена аналітична залежність для визначення дугового переміщення кульки обома поверхнями тертя, визначені швидкість переміщення кожної кульки вздовж дуги сферичної втулки, а також коефіцієнт корисної дії шарніра і величина крутного моменту на ведучому валу. На основі отриманих аналітичних залежностей у середовищі Delphi мовою Паскаль розроблено програму для проведення розрахунків і аналізу зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму залежно

від основних конструктивних параметрів: співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику, кута відхилення осей шарніра, кута конічної поверхні лунки. Для вибору раціональних конструктивних параметрів секцій гвинтового робочого органу проведено комп'ютерне моделювання впливу силових навантажень на відповідні деформації залежно від умов їх експлуатації. **Висновки.** Встановлено, що коефіцієнт корисної дії передачі має максимальне значення в межах 0,89–0,93 при співвідношенні радіуса кульки до радіуса обертання центрів кульок 0,3–0,4. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, за яких значення коефіцієнта корисної дії становлять не менш ніж 0,9. Розрахунок показав, що зі збільшенням кута нахилу конічної лунки зменшується коефіцієнт корисної дії механізму. Кут нахилу конічної поверхні лунки слід задавати мінімально можливим для обраної конструктивної схеми шарніра. У випадку застосування довгих транспортуючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути розхилу осей (збільшувати радіус згину шнека) для покращення сумарного коефіцієнта корисної дії всього конвеєра. Різкий перегин труби робочого органу навіть в одному місці може призвести до заклинювання усього механізму.

Ключові слова: транспортування, сипкий матеріал, гнучкий гвинтовий робочий орган, дослідження, розрахунки на ПК.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202304-08>

Технологічні процеси переробки продукції сільськогосподарського виробництва передбачають велику кількість трудомістких завантажувально-розвантажувальних та транспортних операцій із сипкими матеріалами (зерном, комбікормами, гранульованими мінеральними добривами, піском тощо). Найчастіше для транспортування таких вантажів, насамперед зерна, використовують жорсткі шнекові конвеєри, встановлені під різними кутами до горизонту, гнучкі гвинтові конвеєри, пневмотранспортери, стаціонарні шайбові конвеєри [1–3].

Основним недоліком жорстких шнекових конвеєрів є обмежена мобільність технологічних магістралей. До того ж, розміщення шнекового валу в опорах і жорсткій прямій трубі призводить до підвищеної матеріаломісткості конструкції таких конвеєрів.

Для усунення зазначених недоліків останнім часом ведуться активні пошуки оптимальних конструкцій гнучких гвинтових конвеєрів із розширеними функціональними та експлуатаційними характеристиками [4, 5]. У таких транспортерів гнучкий гвинтовий робочий орган вільно (без опор)

розташовується в еластичному кожусі і своєю внутрішньою поверхнею переміщує матеріал у зону вивантаження, що є основною їх перевагою.

Обертаючись із частотою понад 550 об/хв⁻¹, гнучка гвинтова спіраль фактично рівномірно розподіляє сипкий матеріал по периферії кожуха транспортера, що зумовлює її самоцентрування і забезпечує переміщення продукту в зону вивантаження [6, 7].

На підставі результатів проведених досліджень обґрунтовано конструктивні, кінематичні і технологічні параметри робочих органів гнучкого гвинтового конвеєра з погляду їх функціонального призначення [8, 9]. Водночас невирішеними залишається низка питань щодо експлуатаційних і ресурсних показників таких робочих органів. А це вказує на те, що підвищення ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів є важливим і актуальним завданням сільськогосподарського виробництва.

Мета досліджень — підвищити ефективність функціонування гнучких гвинтових конвеєрів за рахунок обґрунтування параметрів удосконаленої конструкції шарнірно-секційного робочого органу для

транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.

Матеріали та методи досліджень.

Теоретичні дослідження проведено з використанням методів теоретичної механіки та вищої математики. Розрахунки отриманих аналітичних залежностей та побудову їх графічних інтерпретацій виконано на ПК із використанням розроблених програм у програмних середовищах Delphi та SolidWorks.

Результати досліджень. З метою підвищення ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів розроблено конструкцію гвинтового шарнірно-секційного робочого органу для транспортування зерна, конструктивна схема якого представлена на рис. 1. Цей робочий орган виконано із окремих секцій, до яких із правого кінця жорстко прикріплена циліндрична втулка 1. Вона оснащена системою осьових паралельних пазів 2, які розміщені рівномірно по колу, є паралельними до осі циліндричної втулки і взаємодіють із тілами кочення 3. Останні взаємодіють із внутрішньою поверхнею сферичної втулки 4 з можливістю осьового і кутового повертання сферичного пальця 5.

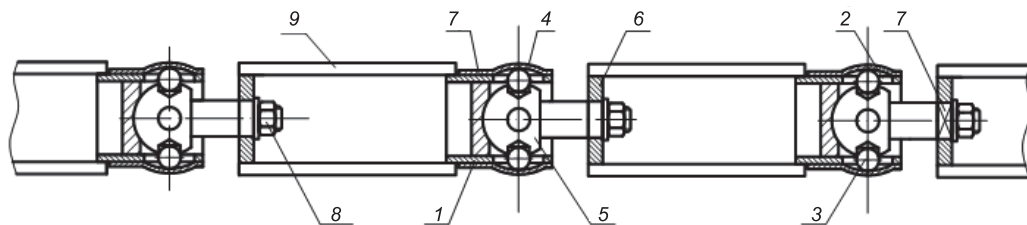
З іншого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно

до осі, встановлена з'єднувальна втулка 6 із внутрішнім фасонним отвором 7. Втулка 6 з'єднана зі сферичним пальцем сусідньої секції і жорстко закріплена гайкою 8. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 6 рівномірно по колу з одного кінця приварені перемички 9. З іншого кінця ці перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 1. На зовнішньому діаметрі циліндричної секції жорстко приварена гвинтова секція, яка фактично є продовженням гвинтових спіралей сусідніх секцій.

Робота гвинтового робочого органу здійснюється таким чином. Під час обертання секції спіралі обертовий рух передається через тіла кочення 3 на сферичний палець 5 і сусідні секції гвинтового робочого органу.

З метою забезпечення правильного функціонування шарнірного вузла досліджено його конструктивні параметри, що забезпечують взаємне обертання, необхідне кутове зміщення осей та запобігання заклинюванню шарнірно з'єднаних секцій шнека.

Для визначення силових параметрів шарнірного з'єднання секцій робочого органу розглянемо зусилля, що діють на



а



б

Рис. 1. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) гвинтового секційного шарнірного робочого органу для транспортування зерна

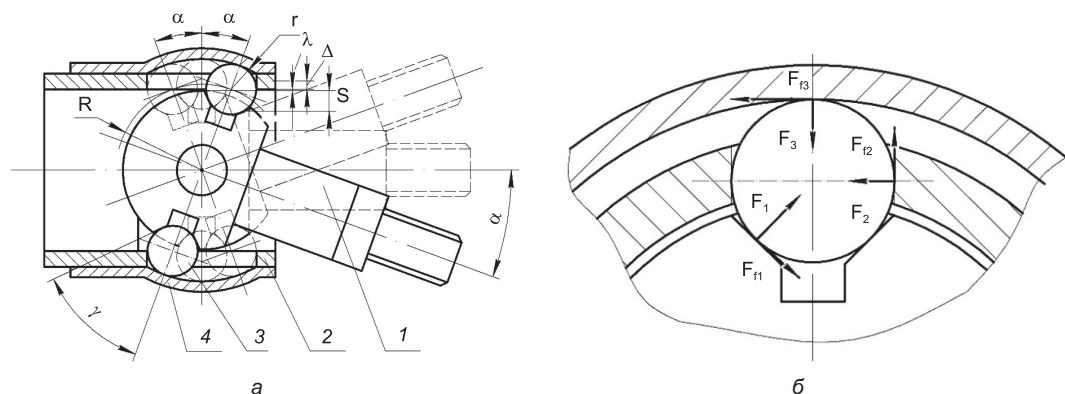


Рис. 2. Конструктивна схема шарнірного з'єднання (а) секцій гвинтового робочого органу та розрахункова схема (б) для визначення силових параметрів, що діють на кульку під час передачі обертового моменту: 1 — сферичний палець; 2 — циліндрична втулка; 3 — кулька; 4 — втулка зі сферичною поверхнею

кульку під час передачі обертового моменту (рис. 2).

На кульку діє сила F_1 , що виникає з боку конічної поверхні лунки і направлена перпендикулярно до поверхні в напрямку центра кульки. Сила F_2 спричиняє тиск на трубчасту частину шарніра для передачі обертового моменту, а сила F_3 , що виникає з боку зовнішнього кожуха, діє на кульку, яка утримує її від виходу із зачеплення. При обертанні шарніра зі зміщеними на кут α осями відбувається переміщення кульки по поверхні кожуха та поверхні паза трубчастої частини. Відповідне переміщення відбувається із проковзуванням, що зумовлює наявність сил тертя, які залежать від багатьох факторів. Сила тертя спрямована вздовж миттєвого напрямку руху кульки, перпендикулярно до дії зазначених сил тиску.

Сили тертя F_{f1} , F_{f2} і F_{f3} (рис. 2) у процесі обертання шарніра змінюють свій напрям. У разі надійного змащення відповідних поверхонь тертя їх величини є досить малими. Проте в реальних умовах транспортування сипкого матеріалу відбувається забруднення цих поверхонь, через що виникає потреба у їх захисті додатковими елементами.

Рівняння рівноваги кожної із N кульок під час передачі обертового моменту T можна записати у першому наближенні у вигляді рівнянь проєкцій сил, без урахування сил тертя:

$$F_1 \cdot \cos \gamma = F_2, \quad (1)$$

$$F_1 \cdot \sin \gamma = F_3, \quad (2)$$

$$F_2 = \frac{T}{N \cdot R \cdot \cos \alpha}, \quad (3)$$

де γ — кут нахилу конічної лунки; R — радіус обертання центрів кульок; α — кут відхилення осей шарніра; T — момент, який передає робочий орган.

Звідси:

$$F_1 = \frac{F_2}{\cos \gamma} = \frac{T}{N \cdot R \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma}, \quad (4)$$

$$F_3 = F_2 \cdot \tan \gamma = \frac{T \cdot \tan \gamma}{N \cdot R \cdot \cos \alpha}. \quad (5)$$

Для врахування змінних сил тертя під час проковзування кульки необхідно визначити швидкості та напрямки її переміщення вздовж відповідних поверхонь тертя. Для однозначності вибору поверхні тертя вважатимемо, що кулька в лунці нерухома, а проковзування відбувається по поверхнях кожуха та трубчастої частини шарніра (в зоні дії сил F_2 та F_3).

Загалом сили F_{f2} та F_{f3} за відомих значень коефіцієнтів тертя по цих поверхнях μ_2 і μ_3 визначаються залежностями:

$$F_{f2} = \mu_2 \cdot F_2, \quad (6)$$

$$F_{f3} = \mu_3 \cdot F_3. \quad (7)$$

Внаслідок складної залежності між напрямками дії сил тертя та сил, які виконують корисну роботу й забезпечують передачу необхідного обертового моменту T , проведемо оцінку втрат енергії, яка відбувається

за наявності тертя. Також визначимо коефіцієнт корисної дії шарніра у кожний момент часу та в середньому за один оберт його привідної осі.

У результаті відхилення осей шарніра на кут α кулька під час його обертання виконує коливальний рух і проковзує по поверхнях тертя трубчастій частини шарніра та зовнішнього кожуха на кут 2α . Радіус дуги переміщення кульки по обох поверхнях тертя можна описати за допомогою виразів:

$$x_2 = R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t, \quad (8)$$

$$x_3 = (R + r) \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t, \quad (9)$$

де r — радіус кульки; ωt — кутовий параметр руху (кут повороту).

Швидкість переміщення кожної кульки вздовж дуги становитиме:

$$V_2 = -\omega R \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t, \quad (10)$$

$$V_3 = -\omega(R + r) \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t. \quad (11)$$

Потужність сил тертя у кожний момент часу обчислимо як добуток відповідної сили тертя на її швидкість за модулем (сила тертя завжди протидіє рухові, її робота є від'ємною):

$$W_2 = |F_{t2} \cdot V_2|, \quad (12)$$

$$W_3 = |F_{t3} \cdot V_3|. \quad (13)$$

Сумарна потужність, яку повинен передати шарнір, дорівнює сумі корисної потужності ωT та потужності сил тертя, що мають бути переборені. Коефіцієнт корисної дії шарніра обчислимо за таким виразом:

$$\eta = \frac{\omega T}{\omega T + N(W_2 + W_3)}. \quad (14)$$

Звідси випливає, що крутний момент на пальці секції гнучкого валу T_1 більший від моменту приводу T конвеєра згідно такого виразу:

$$T_1 = \frac{T}{\eta}. \quad (15)$$

Підставивши у вирази (6), (7) значення сил тертя із (3) і (5) та швидкостей із (10) і (11), після інтегрування отримаємо кінцеві вирази для визначення коефіцієнта корисної дії η та крутного моменту T_1 на ведучому валу:

$$\eta = \frac{2\pi}{2\pi + 4 \left[\mu_2 + \mu_3 \cdot \left(1 + \frac{r}{R} \right) \cdot \tan \gamma \right] \cdot \tan \alpha}, \quad (16)$$

$$T_1 = \frac{T \left\{ 2\pi + 4 \left[\mu_2 + \mu_3 \left(1 + \frac{r}{R} \right) \tan \gamma \right] \tan \alpha \right\}}{2\pi}. \quad (17)$$

Аналіз виразу (17) показує, що при $\alpha = 0$ доданок, який відповідає силам тертя, зникає й обертовий момент залишається незмінним.

З урахуванням отриманих теоретичних співвідношень було створено програму мовою Паскаль у середовищі Delphi, за допомогою якої проведено розрахунки й аналіз зміни коефіцієнта корисної дії η шарнірного механізму залежно від його основних конструктивних параметрів:

- співвідношення радіуса кульки до радіуса обертання центрів кульок r/R ;
- кута відхилення осей шарніра α ;
- кута нахилу конічної лунки γ .

Розрахунки проведено для таких числових параметрів шарніра, що вважалися незмінними у разі зміни одного з них:

- співвідношення радіусів — $r/R = 0,25$;
- коефіцієнти тертя — $\mu = 0,2$;
- кут відхилення осей шарніра — $\alpha = 20$ град.

Кут нахилу конічної лунки γ розраховували окремо.

Графічні залежності коефіцієнта η корисної дії від конструктивних параметрів шарнірного механізму представлені на рис. 3.

Результат обчислень показує, що існує мінімальне відношення радіусів (крива 1), коли коефіцієнт корисної дії шарніра різко спадає до нуля. Це пояснюється неможливістю існування механізму шарнірної передачі у разі значного зменшення радіуса кульки. Тобто якщо кулька виходить із зачеплення з циліндричною втулкою, то розрахунковий кут конічної поверхні лунки при цьому значно зростає. Відбувається перерозподіл зусиль у шарнірі за рахунок зміни кута лунки і значно зменшується коефіцієнт корисної дії. У реальних механізмах співвідношення цих радіусів може становити 0,3–0,4. Тоді коефіцієнт корисної дії η перебуває в межах 0,89–0,93 за постійних значень указаних вище параметрів.

Особливий інтерес становить визначення залежності коефіцієнта корисної дії від кута відхилення осей шарнірного механізму α (крива 2). Очевидно, що при значенні

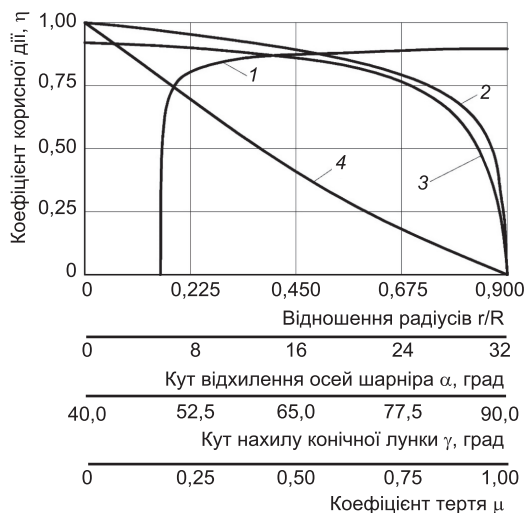


Рис. 3. Залежність коефіцієнта корисної дії η від: 1 — співвідношення радіуса кульки та радіуса обертання центрів кульок r/R ; 2 — кута відхилення осей шарніра α ; 3 — кута нахилу конічної лунки γ ; 4 — коефіцієнта тертя μ

кута α , рівному нулю, коефіцієнт корисної дії стане рівним одиниці, тобто втрати конструкцією шарніра будуть відсутні, всі елементи шарніра обертатимуться як єдине ціле, без взаємного проковзування. Проте збільшення кута відхилення осей призводить до взаємного проковзування кульок відносно поверхонь контакту, а отже, до зменшення коефіцієнта корисної дії.

За значень кута відхилення α до 15 град коефіцієнт корисної дії зменшується несуттєво, і це зменшення носить лінійний характер. Тобто в цьому діапазоні кутів робота шарніра є можливою і не спричиняє значних навантажень. Подальше збільшення значеного кута між осями призводить спочатку до значного зменшення коефіцієнта корисної дії, а потім і до неможливості роботи механізму внаслідок заклинювання та роз'єднання елементів шарніра. Критичне значення кута відхилення α істотно залежить від інших конструктивних параметрів шарнірного з'єднання. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, за яких значення коефіцієнта корисної дії становить не менш як 0,9. Наприклад, для збільшення кута відхилення осей шарніра

доцільно збільшувати радіус кульки, не змінюючи радіус циліндричної втулки. Але в будь-якому випадку збільшувати кут до понад 30 град недоцільно.

Крива 3 на рис. 3 описує залежність коефіцієнта корисної дії від зміни кута нахилу конічної лунки, що утримує кульку у сферичному пальці шарніра. Величина цього кута залежить, у першу чергу, від геометричних параметрів з'єднання. Мінімально можлива величина кута нахилу конічної лунки визначається згідно з виразом [10]:

$$\sin \gamma = \frac{(R \cdot (1 - \cos \alpha) + \Delta + \lambda + s)}{r}, \quad (18)$$

де Δ — необхідне гарантоване перекриття кульки і паза циліндричної втулки; λ — зазор між сферичним пальцем і циліндричною втулкою; s — задана глибина розташування кульки в лунці.

Менші значення кута нахилу конічної лунки, ніж отримані за цим виразом, не можуть бути використані, тому що у такому випадку кулька контактуватиме не по конічній поверхні, а по краю самої лунки. Цим пояснюється початок кривої 3 в точці 40 град — це мінімальне розрахункове значення кута нахилу конічної лунки, за якого можливий контакт кульки з конічною поверхнею (за вказаних вище геометричних параметрів шарніра).

Розрахунок показав, що збільшення кута нахилу конічної лунки зменшує коефіцієнт корисної дії механізму. Це пов'язано із перерозподілом зусиль у цій передачі. Такий перерозподіл можливий через збільшення радіальної складової зусилля, відповідне збільшення сил тертя та можливе внаслідок цього заклинювання. Для випадку, який був розрахований, установлено, що за мінімального значення кута нахилу конічної лунки 40 град можна вважати допустимим збільшення кута до 60 град, і це незначно зменшує коефіцієнт корисної дії та збільшує радіальну складову зусилля. Кут нахилу конічної лунки доцільно обирати за значенням, що є мінімально допустимим. Це дасть можливість отримати максимальне значення коефіцієнта корисної дії та мінімізувати зусилля і контактні напруження у шарнірі.

Крива 4 на рис. 3 характеризує залежність коефіцієнта корисної дії від зміни

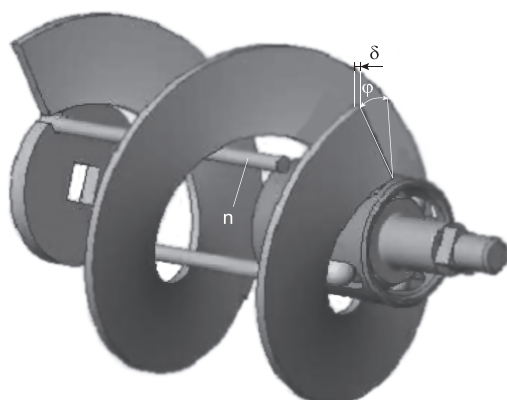


Рис. 4. Модель секції та схема розрахунку кута закручування секції ϕ

коефіцієнтів тертя μ кульки по поверхнях деталей шарніра. Розрахунок показує, що збільшення коефіцієнтів тертя μ спричиняє значне зменшення коефіцієнта корисної дії. Вказана залежність близька до лінійної, особливо в зоні малих значень коефіцієнтів тертя μ . Реальні значення коефіцієнтів тертя μ в шарнірі у разі доброго змащення та герметизації не перевищуватимуть 0,1. Попадання стороннього матеріалу всередину шарніра та відсутність змащування можуть збільшити сили тертя у кілька разів, що негативно вплине на коефіцієнт корисної дії.

На підставі зазначеного вище можна стверджувати, що з конструктивних міркувань співвідношення радіуса кульки та радіуса обертання центрів кульок r/R доцільно обирати максимально великим, не меншим за 0,37 — воно визначене як точка розділу

двозонної кривої [11]. При цьому кут нахилу конічної лунки γ слід обирати мінімально можливим, враховуючи конструктивну схему шарніра. Крім того, у процесі проектування передачі необхідно забезпечити кут відхилення осей шарніра, що не перевищуватиме 20–25 град, перевіривши розрахункове значення коефіцієнта корисної дії — воно не має бути меншим за 0,9.

У разі застосування довгих транспортуючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути відхилення осей шарніра (збільшувати радіус згину шнека) — це покращить сумарний коефіцієнт корисної дії всього конвеєра. Різкий перегин труби шнека, навіть в одному місці, може призвести до заклинювання всього механізму.

Для вибору раціональних конструктивних параметрів секцій гвинтового робочого органу було проведено комп'ютерне моделювання впливу силових навантажень на відповідні деформації залежно від умов їх експлуатації. За допомогою пакета прикладних програм створено комп'ютерну модель секції робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра із закріпленими в ній шарнірними передавальними механізмами (рис. 4).

Для розрахунку кута закручування секції ϕ та отримання відповідних графічних залежностей від крутного моменту здійснено моделювання умов досліду. Один проміжний елемент жорстко закріплювали, а до іншого прикладали крутний момент. Змінними були три параметри: кількість стержнів основи секції n ; товщина гвинтової спіралі секції δ ; прикладений крутний момент T .

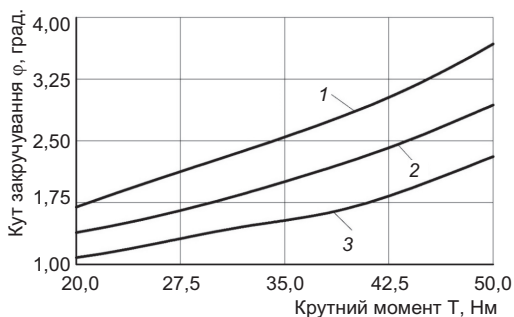


Рис. 5. Залежність кута закручування секції ϕ від кількості стержнів: 1 — $n = 2$; 2 — $n = 3$; 3 — $n = 4$

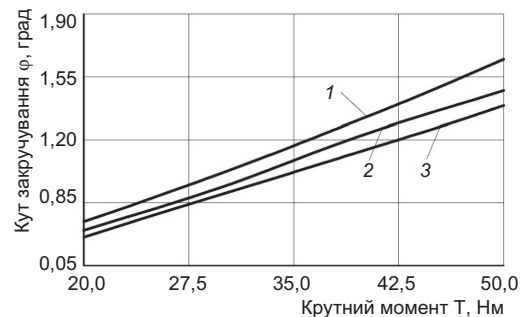


Рис. 6. Залежність кута закручування секції ϕ від товщини гвинтової спіралі: 1 — $\delta = 2$ мм; 2 — $\delta = 3$; 3 — $\delta = 4$ мм

Із використанням програми SolidWorks на ПК отримували графічне зображення переміщення елементів робочого органу під дією прикладеного крутного моменту. За одержаними значеннями розраховували кут закручування секції φ при зміні кількості стержнів n , товщини гвинтової спіралі секції δ та значень прикладеного крутного моменту T . Побудовані графічні залежності показано на рис. 5 і 6. Аналіз цих залежностей свідчить, що зі збільшенням крутного моменту зростає кут закручування секцій. Найсуттєвіше його зростання спостерігається за кількості осевих стержнів основи секції $n = 2$, а найменше — за $\delta = 4$ мм.

Як видно з графічних залежностей, поданих на рис. 6, кількість осевих стержнів основи секції n чинить набагато менший вплив на кут закручування секції φ , ніж параметр δ , а криві 1–3 мають вигляд, близький до лінійного.

Таким чином, проведені теоретичні дослідження дають підстави стверджувати, що розроблена нова конструкція шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра дає змогу підвищити ефективність функціонування та забезпечує розширення технологічних можливостей під час транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів, зокрема зерна.

Висновки

Установлено, що коефіцієнт корисної дії передачі гнучкого гвинтового конвеєра має максимальне значення у межах 0,89–0,93 при співвідношенні радіусів кульки та втулки зі сферичною поверхнею 0,3–0,4. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, за яких значення коефіцієнта корисної дії не менші за 0,9. Розрахунок показав, що збільшення кута конуса лунки призводить до зменшення коефіцієнта корисної дії механізму. З конструктивних міркувань співвідношення радіусів кульки

та циліндричної втулки доцільно обирати максимально великим, не меншим за 0,3. Кут нахилу конічної лунки слід задавати мінімально можливим, враховуючи обрану конструктивну схему шарніра. У випадку застосування довгих транспортуючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути розхилу осей (збільшувати радіус згину шнека) для покращення сумарного коефіцієнта корисної дії всього конвеєра. Різкий перегин труби робочого органу, навіть в одному місці, може призвести до заклинювання всього механізму.

Bulgakov V.¹, Adamchuk V.², Nadykto V.³, Trokhaniak O.⁴

^{1, 4}National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine; ²Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production of NAAS, 11 Vokzalna Str., Glevakh village, Fastiv district, Kyiv region, 08631, Ukraine; ³Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University, 18 B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia Region, 72312, Ukraine; e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vadamchuk@gmail.com, ³volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua, ⁴klendij_o@ukr.net; ORCID: ¹0000-0003-3445-3721, ²0000-0003-0358-7946, ³0000-0002-1770-8297, ⁴0000-0002-4671-5824

Theoretical justification of the parameters flexible screw conveyor for transportation of grain materials

Goal. Increasing the efficiency of the functioning of flexible screw conveyors by substantiating the parameters of the improved design of the articulated

and sectional working body for transporting loose agricultural materials. **Methods.** Theoretical studies were carried out using the methods of theoretical mechanics and higher mathematics. Theoretical calculations of the obtained analytical dependencies and construction of graphical dependencies were performed on a PC using developed programs in the Delphi and SolidWorks software environments. **Results.** To ensure the correct functioning of the hinge assembly, a study of its design parameters was carried out, which provides mutual rotation, the necessary angular displacement of the axes and the absence of jamming. An analytical relationship is derived for determining the arc movement of the ball along both friction surfaces, the speed of movement of each ball along the arc of the spherical sleeve, and the coefficient of practical action of the hinge and the torque on the drive shaft. Based on the obtained theoretical dependencies, a Pascal program was created in the Delphi environment, and calculations and analysis of the change in the efficiency

of the hinge mechanism were performed depending on the main design parameters: the ratio of the radii of the ball and the cylindrical sleeve at the point of contact, the angle of deviation of the hinge axes, the angle of the conical surface holes. To choose rational design parameters of the sections of the screw working body, computer modelling of the influence of power loads on the corresponding deformations depending on their operating conditions was carried out. **Conclusions.** It was established that the transmission efficiency ratio has a maximum value within the range of 0.89...0.93 at a radius ratio of 0.2...0.4. To determine the working area of a particular joint, it is necessary to use design parameters in which the value of the coefficient of practical action is not less than 0.9. The calculation shows that increasing the angle of the hole's cone reduces the mechanism's efficiency. It is advisable to choose the ratio of the

radii of the ball and the cylindrical sleeve as large as possible for constructive reasons, not less than 0.3. The angle of inclination of the conical surface of the hole should be chosen as minimally as possible, taking into account the selected design scheme of the hinge. In the case of using long conveying screws with a significant number of elements, it is advisable to reduce the angles of deviation of the axes (increase the bending radius of the screw) to improve the overall efficiency of the entire conveyor. A sharp bend in the pipe of the working body, even in one place, can lead to jamming the whole mechanism.

Key words: *transportation, loose material, flexible screw working body, research, PC calculations.*

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202304-08>

Бібліографія

1. Bulgakov V., Trokhaniak O., Klendii M. et al. Research on the Impact of the Operating Modes and Main Design Parameters on the Efficiency of the Machine for Preparing and Packing Slaked Lime. *INMATEH: Agricultural Engineering*. 2022. 67(2). P. 323–330. doi: 10.35633/inmateh-67-33
2. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor. *INMATEH: Agricultural engineering*. 2016. V. 48. № 1. P. 29–34.
3. Lech M. Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid. *Powder Technology*. 2001. V. 114. Is. 1–3. P. 55–58.
4. Гевко Р.Б., Рогатинський Р.М., Розум Р.І. та ін. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія. Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. 180 с.
5. Bulgakov V., Olt J., Ivanovs S. 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. Agraarteadus*. 2022. 33(1). P. 67–73. doi:10.15159/jas.22.12
6. Гевко Р.Б., Гладько Ю.Б., Шинкарик М.І., Клендій О.М. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера. *Вісник Інженерної академії України*. Київ. 2014. № 3–4. С. 46–52.
7. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, *INMATEH: Agricultural engineering*. 2016. V. 50. №. 3. P. 89–94.
8. Hevko R., Rohatynskyi R., Hevko M. et al. Investigation of sectional operating elements for conveying agricultural materials. *Research in Agricultural Engineering*. 2020. 66(1), 18–26. The website of the journal: https://www.agriculturejournals.cz/publicFiles/25_2019-RAE.pdf
9. Hevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I. Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyors. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov*. 2017. V. 10 (59). P. 39–46.
10. Bulgakov V., Olt J., Ivanovs S. et al. Research of a contact stresses in swivel elements of flexible shaft in screw conveyor for transportation of agricultural materials. *Agraarteadus*. 2022. V. 33. № 1. P. 67–73. doi: 10.15159/jas.22.12
11. Надикто В., Величко О. Означення точки оптимуму кривої та спосіб її визначення. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 2. С. 16–18.