Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 4, 81-87
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.04.081

УДК 621.867.42

ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРНІРНОГО З'ЄДНАННЯ ГВИНТОВОГО СЕКЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

І. І. Чвартацький[1], А. В. Грабар[1], Р. В. Шатров[2]

[1]Відокремлений підрозділ національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.
[2]Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: igorchvartatskiy@gmail.com, grabar_andriy@ukr.net, rvshatrov@outlook.com.

Історія статті: отримано – липень 2020, акцептовано – жовтень 2020.
Бібл. 20, рис. 7, табл. 0.

Анотація. Метою досліджень є визначення оптимальних конструктивних параметрів шарнірного з'єднання секційного гвинтового робочого органу, а також визначити вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики даного механізму

Об'єктом дослідження є процеси транспортування сипких матеріалів криволінійними трасами гнучкими шарнірно-секційними гвинтовими конвеєрами. Предметом дослідження є шарнірно-секційні гвинтові робочі органи та їх параметри.

В роботі запропоновано методику розрахунку шарнірного з'єднання гвинтового секційного робочого органу. Проведені розрахунки і аналіз зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму в залежності від його основних конструктивних параметрів, таких, як співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику, кута відхилення осей шарніра, кута конічної поверхні лунки. На основі теоретичних досліджень побудовано графічні залежності.

Результати. Встановлено оптимальні конструктивні параметри даної конструкції, та визначено вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики.

Ключові слова: шарнірне з'єднання, секційний робочий орган, гвинтова спіраль.

Постановка проблеми

Ґ Гвинтові конвеєри є одним із основних засобів для транспортування різного роду сипких матеріалів. Використання секційних гнучких гвинтових конвеєрів при відносно невеликих габаритних розмірах дозволяє транспортувати сипкі вантажі з високою продуктивністю та низьким ступенем пошкодження матеріалу. До недоліків цих конвеєрів слід віднести складність конструкції та значну металомісткість порівняно з суцільними аналогами. Тому можливість спрощення конструкції, зменшення металомісткості і, як наслідок, зменшення енерговитрат і ступеня пошкодження матеріалу при незмінній продуктивності та експлуатаційних характеристиках є особливо актуальними напрямками для подальших досліджень.

Аналіз останніх досліджень

На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1, 2, 3, 4], оскільки безвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи. Основні напрямки вдосконалення конструкцій робочих органів, проведення теоретичних і експериментальних досліджень пов'язані із зменшенням енерговитрат на процес транспортування, спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [3, 4, 5].

Мета досліджень

Метою досліджень є визначення оптимальних конструктивних параметрів шарнірного з'єднання секційного гвинтового робочого органу, а також визначити вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики даного механізму.

Результати досліджень

З метою забезпечення правильного функціонування шарнірного вузла необхідно провести дослідження його конструктивних параметрів, що забезпечують взаємне обертання, необхідне кутове зміщення осей та відсутність заклинювання.

Під час обертання центр кульки описує еліптичну лінію в проекції на площину, перпендикулярну осі труби. Велика піввісь еліпса становить $a = R$, а мала – відповідно $b = R \cos\alpha$.

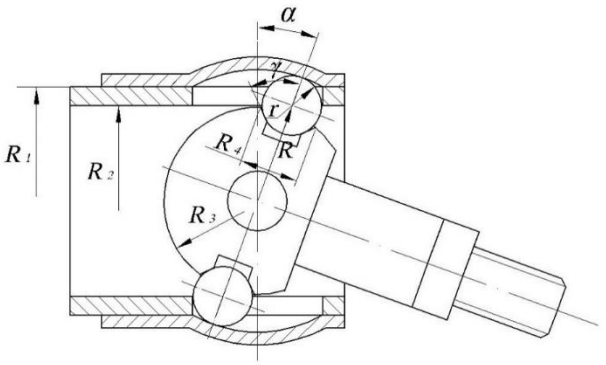

Рис. 1. Розрахункова схема конструкції шарнірного з'єднання гвинтового робочого органу.

Fig. 1. Estimated design of the hinged joint of the screw working body.

Отже, внутрішній та зовнішній радіуси трубчастої частини повинні бути у відповідних межах з врахуванням необхідного гарантованого перекриття Δ

$$R_1 = R + \Delta \quad (1)$$

$$R_2 = R \cos \alpha - \Delta \quad (2)$$

Відповідно, радіус вилки, яка тримає кульки в лунках, повинен бути менший за внутрішній радіус труби на певну гарантовану прогалину h

$$R_3 = R_2 - h = R \cos \alpha - \Delta - h \quad (3)$$

Для обчислення кута твірної конічної поверхні лунки γ використаємо умову контакту кульки з конічною поверхнею нижче кромки на глибині s. Відомим є радіус центра кульки R та радіус кульки r (рис. 2). Із геометричних співвідношень витікає рівність

$$R - R_3 = r \sin \gamma - s \quad (4)$$

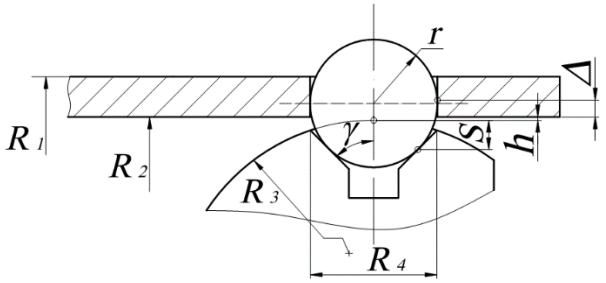

Рис. 2. Розрахункова схема для визначення кута твірної конічної поверхні лунки.

Fig. 2. Calculation scheme for determining the angle of the conical surface of the hole.

Звідки визначаємо мінімально необхідний кут

$$\sin \gamma = (R\,(1 - \cos \alpha) + \Delta + h + s)/r \quad (5)$$

При меншому значенні кута γ не буде забезпечений правильний контакт кульки із поверхнею паза трубчастої частини шарніра. Більше значення кута γ є можливим, проте це значно збільшуватиме навантаження на кульку та лунку за рахунок суттєвої радіальної складової реакції в конічній лунці. Проте, з конструктивних та технологічних міркувань наявності певного різального інструменту, кут γ може бути несуттєво збільшений.

При обраному куті твірної конічної поверхні лунки γ і заданій глибині посадки кульки s, визначимо діаметр отвору лунки d на поверхні вилки для технологічного контролю виготовлення

$$d = 2\,(\,r \cos \gamma + s \operatorname{tg} \gamma\,) \quad (6)$$

Для визначення силових параметрів розглянемо зусилля, що діють на кульку при передачі обертового моменту (рис. 3). Сила F_1 – це реакція на кульку з боку конічної поверхні лунки – направлена перпендикулярно до поверхні в напрямку центра кульки. Сила F_2 – спричиняє тиск на трубчасту частину шарніра для передачі обертового моменту. І, відповідно, сила F_3 – реакція з боку зовнішнього кожуха на кульку, яка утримує її від виходу із зачеплення. При обертанні шарніра із зміщеними на кут α осями відбувається переміщення кульки по поверхні кожуха та поверхні паза трубчастої частини. Відповідне перемі-щення відбувається із проковзуванням, що спричиняє наявність сил тертя, які залежать від багатьох факторів. Сила тертя направлена вздовж миттєвого напрямку руху кульки, перпендикулярно до дії вищезазначених сил тиску. Сили тертя, відповідно F_4, F_5 і F_6, зображені на рис. 3. Напрям їх змінюється у процесі обертання шарніру. При надійному змащенні їх величина є достатньо малою, проте, в реальних умовах, транспортування сипкого матеріалу сприяє засмічуванню поверхонь і потребує додаткових захисних елементів.

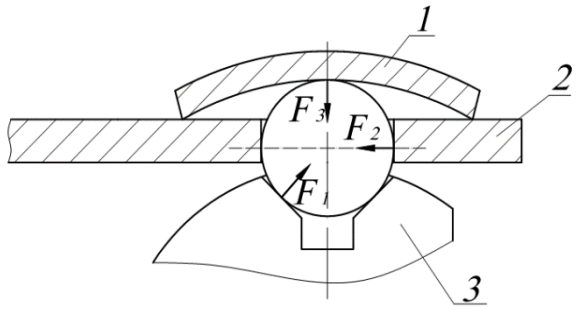

Рис. 3. Розрахункова схема для визначення силових параметрів що діють на кульку при передачі обертового моменту: 1 – стінка сферичної втулки; 2 – циліндрична втулка; 3 – сферичний палець.

Fig. 3. Calculation scheme for determining the force parameters acting on the ball when transmitting torque: 1 - the wall of the spherical sleeve; 2 - cylindrical sleeve; 3 - spherical finger.

Рівняння рівноваги кожної із N кульок при передачі обертового моменту T можна записати у першому наближенні у вигляді системи рівнянь проекцій сил без врахування сил тертя

$$F_1 \cos \gamma = F_2 \quad (7)$$

$$F_1 \sin \gamma = F_3 \quad (8)$$

$$F_2 = T / (N\,R \cos \alpha) \quad (9)$$

Звідки

$$F_1 = F_2 / \cos \gamma = T / (N\,R \cos \alpha \cos \gamma) \quad (10)$$

$$F_3 = F_2 \operatorname{tg} \gamma = T \operatorname{tg} \gamma / (N\,R \cos \alpha) \quad (11)$$

Для врахування змінних сил тертя при проковзуванні кульки необхідно визначити швидкості та напрямки взаємного переміщення кульки 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).

Відповідні сили тертя F_{f2} та F_{f3} , при відомих коефіцієнтах тертя по цих поверхнях μ_2 і μ_3 , визначаються залежностями:

$$F_{f2} = \mu_2 F_2 \quad (12)$$

$$F_{f3} = \mu_3 F_3 \quad (13)$$

Внаслідок складної залежності між напрямками дії сил тертя та сил корисної роботи, що забезпечують передачу необхідного обертового моменту T, проведемо оцінку втрат енергії, що відбувається внаслідок тертя та визначимо коефіцієнт корисної дії шарніру в кожен момент часу та в середньому за один оберт привідної осі шарніра.

За рахунок відхилення осей шарніра на кут α кулька при обертанні шарніра виконує коливальний рух і проковзує по поверхнях тертя на кут 2 α. Дугове переміщення кульки по обох поверхнях тертя можна описати рівняннями:

$$x_2 = R \sin \alpha \cos \omega t \quad (14)$$

$$x_3 = (R+r) \sin \alpha \cos \omega t \quad (15)$$

Відповідно, швидкість переміщення вздовж дуги кожної кульки становитиме:

$$v_2 = - \omega R \sin \alpha \sin \omega t \quad (16)$$

$$v_3 = - \omega (R+r) \sin \alpha \sin \omega t \quad (17)$$

Потужність сил тертя в кожен момент часу обчислимо як добуток відповідної сили тертя на її швидкість по модулю (сила тертя завжди протидіє рухові і її робота від'ємна)

$$W_2 = | F_{f2} v_2 | \quad (18)$$

$$W_3 = | F_{f3} v_3 | \quad (19)$$

Сумарна потужність, яку повинен передати шарнір, дорівнює сумі корисної потужності ωT та потужності сил тертя, які мають бути переборені. Коефіцієнт корисної дії шарніру обчислимо за формулою:

$$\eta = \omega T / (\omega T + N (W_2 + W_3)) \quad (20)$$

Звідси випливає, що обертовий момент на ведучому валу T_1 , більший від моменту у навантаженні T:

$$T_1 = T / \eta \quad (21)$$

Після підстановки у формулу значень сил тертя та відповідних швидкостей і інтегрування по часу за весь період, отримаємо кінцеві вирази для коефіцієнта корисної дії та моменту на ведучому валу:

$$\eta = 2\pi/(2\pi + 4[\mu_2+\mu_3 (1+ r/R) \operatorname{tg} \gamma] \operatorname{tg}\alpha) \quad (22)$$

$$T_1 = T(2\pi+4[\mu_2+\mu_3 (1+r/R)\operatorname{tg}\gamma] \operatorname{tg} \alpha)/2\pi \quad (23)$$

Аналіз формули показує, що при $\alpha = 0$ доданок, який відповідає силам тертя, зникає і обертовий момент залишається незмінним (коефіцієнт корисної дії рівний 1).

Обертовий момент на кожній із ділянок визначається завантаженням цієї ділянки транспортованим матеріалом T_s та моментом, який діє від попередньої частини шнекового транспортера. Тому, загальний обертовий момент у кожному шарнірному з'єднанні (з номером i, починаючи з вільного кінця транспортера) можна записати як:

$$T_i = (T_{i-1} + T_{si}) / \eta_i \quad (24)$$

З формули випливає, що момент на валу привідного механізму суттєво зростатиме внаслідок малого ККД при поганих умовах змащування та великих кутах повороту механізму, тому що при сумуванні коефіцієнти корисної дії практично перемножуються і обертовий момент суттєво зростає.

На основі отриманих теоретичних співвідношень створена програма на мові Паскаль у середовищі Delphi та проведені розрахунки і аналіз зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму в залежності від його основних конструктивних параметрів:

- співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику;
- кута відхилення осей шарніра;
- кута конічної поверхні лунки.

Розрахунки проведені для таких числових параметрів шарніра, які вважались незмінними при зміні одного з них:

- співвідношення радіусів - 0,25;
- коефіцієнти тертя - 0,2;
- кут розхилу осей - 20 градусів;
- кут конічної поверхні лунки визначався розрахунково.

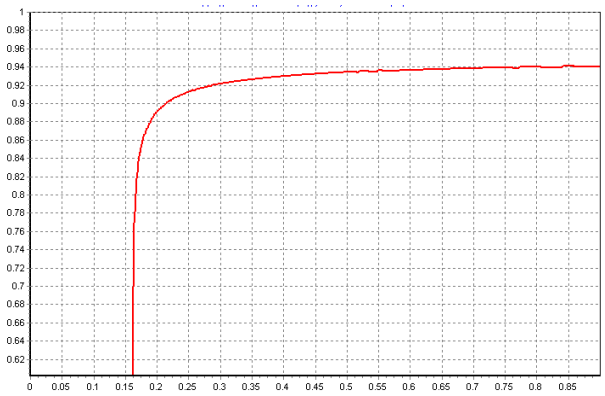

Рис. 4. Залежність ККД від співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки.

Fig. 4. Dependence of efficiency on the ratio of the radii of the ball and the cylindrical sleeve.

Перша із залежностей зображена на рис. 4. Результат обчислень показує, що існує мінімальне відношення радіусів, коли коефіцієнт корисної дії шарніру різко спадає до нуля. Це пояснюється неможливістю існування механізму шарнірної передачі при значному зменшенні радіуса кульки, тобто кулька виходитиме із зачеплення з циліндричною втулкою, причому розрахунковий кут конічної поверхні лунки також значно зростатиме. Відбувається перерозподіл зусиль у шарнірі за рахунок зміни кута лунки і значно погіршується ККД. У реальних механізмах співвідношення радіусів може становити 0,2…0,4. Тоді ККД лежатиме в межах 0,89..0,93 при сталих значеннях вказаних вище параметрів.

Особливий інтерес становить визначення залежності коефіцієнта корисної дії від кута відхилення осей шарнірного механізму (рис. 5.). Очевидно, що при значенні кута, рівному нулю, ККД стає рівний одиниці, тобто втрати за рахунок конструкції шарніра відсутні - всі елементи шарніра обертаються як єдине ціле без взаємного проковзування. Проте, збільшення кута відхилення осей призводить до взаємного проковзування кульок

відносно поверхонь контакту і, відповідно, до зменшення ККД. Спочатку, при значеннях кута менше 15 градусів, ККД спадає незначно і відносно лінійно. Тобто, в цьому діапазоні кутів робота шарніру є можливою і не спричиняє значних навантажень. Подальше збільшення кута між осями призводить спочатку до значного зменшення ККД, а потім і до неможливості роботи механізму внаслідок заклинювання та роз'єднання елементів шарніра. Критичне значення кута суттєво залежить від інших конструктивних параметрів шарнірного з'єднання. Для визначення робочої зони конкретного шарніра необхідно використовувати конструктивні параметри, при яких значення ККД не менші за 0,9. Наприклад, для збільшення кута розхилу осей доцільно збільшувати радіус кульки при незмінному радіусі циліндричної втулки. Але, в будь-якому разі, збільшувати кут вище 30 градусів недоцільно.

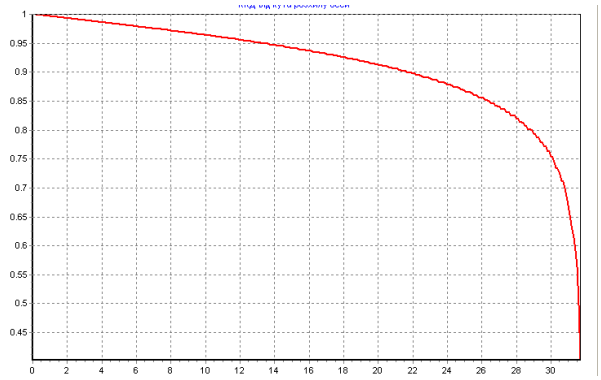

Рис. 5. Залежність ККД від кута відхилення осей шарніру.

Fig. 5. Dependence of efficiency on the angle of deviation of the hinge axes.

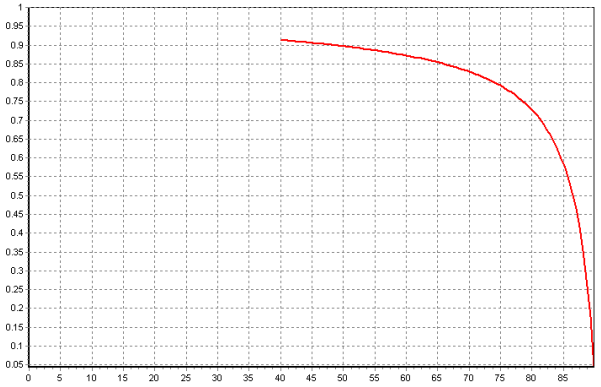

Рис. 6. Розрахункова залежність ККД від кута конічної лунки.

Fig. 6. Estimated dependence of efficiency on the angle of the conical hole.

На рис. 6 зображено залежність коефіцієнта корисної дії від зміни кута конічної лунки, що утримує кульку в сферичному пальці шарніра. Величина кута залежить, в першу чергу, від геометричних параметрів з'єднання. Мінімально можлива величина кута визначається за формулою (5). Менші значення кута, ніж отримані за цією формулою, не можуть бути використані, тому що у цьому випадку кулька контактуватиме не по конічній поверхні, а по кромці лунки. Цим пояснюється початок кривої на рис. 6 в точці 40 градусів - це мінімальне розрахункове значення кута конуса лунки, при якому можливий контакт кульки з конічною поверхнею (при вказаних вище геометричних параметрах шарніра).

Розрахунок показує, що збільшення кута конуса лунки зменшує коефіцієнт корисної дії механізму. Це пов'язане із перерозподілом зусиль у передачі, збільшенням радіальної складової зусилля, відповідного збільшення сил тертя та можливого, внаслідок цього, заклинювання. Для розрахункового випадку , при мінімальному значенні кута конуса лунки 40 градусів, можна вважати допустимим збільшенні кута до 60 градусів, що незначно зменшує ККД і збільшує радіальну складову зусилля. Кут конуса лунки залежить від певних технологічних можливостей та наявного інструменту, проте, доцільно обирати його значення мінімально допустимим, з метою отримання максимального ККД та мінімізації зусиль та контактних напружень у шарнірі.

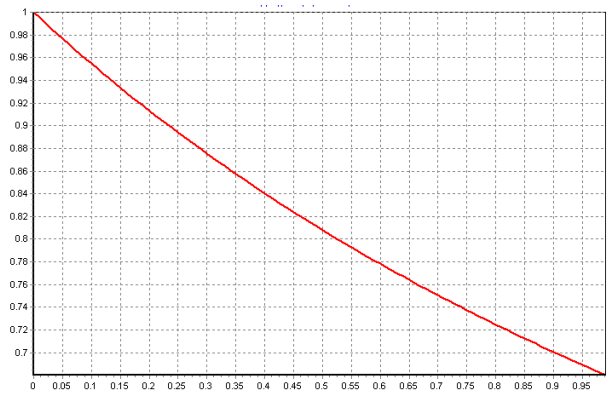

Рис. 7. Залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя.

Fig. 7. Dependence of efficiency on change of coefficients of friction.

На рис. 7 наведено залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя кульки по поверхнях деталей шарніра. Розрахунок показує, що збільшення коефіцієнтів тертя спричиняє значне зменшення ККД. Вказана залежність близька до лінійної, особливо в зоні малих значень коефіцієнтів тертя. Реальні значення коефіцієнтів тертя в шарнірі при доброму змащенні та герметизації не перевищуватимуть 0,1. Попадання стороннього матеріалу всередину шарніра та відсутність змащування можуть збільшити сили тертя у декілька разів, що негативно впливатиме на коефіцієнт корисної дії.

В результаті проведених обчислень та їх аналізу можна зробити наступні висновки.

Доцільно обирати співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки максимально великим з конструктивних міркувань, не менше 0,3.

Кут нахилу конічної поверхні лунки обирати мінімально можливим, враховуючи обрану конструктивну схему шарніру.

У процесі проектування передачі забезпечити кут розхилу осей не більше 20 .. 25 градусів, перевіривши

розрахункове значення ККД, яке не повинно бути гіршим за 0,9.

У випадку застосування довгих транспортуючих шнеків із значною кількістю елементів доцільно зменшувати кути розхилу осей (збільшувати радіус згину шнека) для покращення сумарного ККД всього транспортера. Різкий перегин труби шнека, навіть в одному місці, може призвести до заклинювання всього механізму.

Висновки

1 Запропоновано методику розрахунку шарнірного з'єднання секційного гвинтового робочого органу. Встановлено оптимальні конструктивні параметри даної конструкції, та визначено вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики. На основі отриманих результатів побудовано графічні залежності зміни коефіцієнту корисної дії від співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки, кута відхилення осей шарніру, кута конічної лунки, зміни коефіцієнтів тертя.

Список літератури

1. *Гевко Б. М., Рогатынский Р. М.* Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 176 с.

2. *Вітровий А. О., Гевко Р. Б.* Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Сільськогосподарські машини. 1998. Вип. 4. С. 34-36.

3. *Павлова І. О.* Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра. Сільськогосподарські машини. 2004. Вип. 12. С. 108-115.

4. *Лещук Р. Я.* Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.02 „Машинознавство". Львів, 2004. 148 с.

5. *Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є.* Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 278 с.

6. *Owen P. J., Cleary, P. W.* Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). Powder Technology. 2009. Vol. 193. Issue 3. P. 274-288.

7. *Fernandez J. W., Cleary P. W., Bride W.* Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December. 2009. P. 1140-1150.

8. *Hu G., Chen J., Jian B., Wan H., Liu L.* Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the discrete element method. International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. MACE2010. 2010. 5536244. P. 927-930.

9. *Zareiforoush H., Komarizadeh M. H., Alizadeh M. R.* Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw conveyor. Journal of Food, Agriculture and Environment. 2010. Vol. 8. Issue 3-4. Part 1. July. P. 494-499.

10. *Григорьев А. М.* Винтовые конвееры. Москва. Машиностроение. 1972. 286 с.

11. *Гевко Б. М.* Механізми з гвинтовими пристроями. Львів. Вища школа. 1993. 205 с.

12. *Гевко Б. М., Рогатынский Р. М.* Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов. Выща школа. 1989. 175 с.

13. *Гевко І. Б.* Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання. Тернопіль. ТДТУ імені Івана Пулюя. 2008. 307 с.

14. *Гевко Б. М., Ляшук О. Л., Гевко І. Б., Драган А. П., Новосад І. Я.* Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. Тернопіль. СМП "Тайп". 2008. 367 с.

15. *Гевко І. Б., Комар Р. В., Лещук Р. Я., Новосад І. Я.* Патент №18401. Україна. Гвинтовий робочий орган соковитискача. 2005. Бюл. №7. 4 с.

16. *Gevko I. B., Lyashuk O. L., Rogatinska L. R., Zolotuy R. Z., Lyubachivskyy R. O.* Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. International symposium: ISB-INMA TEH'2013. Agricultural and Mechanical Engineering. Bucharest. 2013. P. 175-182.

17. *Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V.* Optimizatsiia rezhimov kolebanii zernovykh smesei pri nalichii sukhogo treniia. Motrol. 2012. T. 14. № 3. P. 140-149.

16. *Ловейкін В. С., Яворська А. В.* Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором. Motrol. 2011. T. 13B. P. 124-129.

17. *Гевко Р. Б., Вітровий А. О., Гевко М. Р., Клендій М. Б.* Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Вісник інженерної академії України. 2009. Вип. 1. С. 212-216.

18. *Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I.* Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 2019. Vol. 95. Issue 3. P. 108-118.

19. *Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O.* External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 2020. Vol. 60, no 4, P. 313-317.

20. *Screw Conveyor.* Dimensional standarts. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: Mode of access: http://www.cemanet.org. 6 p.

References

1. *Gevko B. M.* (1989). Screw feeding mechanisms of agricultural machines. Lviv: Lviv Publishing House. un-te. 176.

2. *Wind A. O.* (1998). Power analysis of the working body of a flexible screw conveyor. Agricultural Machinery. 4. 34-36.

3. *Pavlova I. O.* (2004). Substantiation of parameters of a flexible shaft of the screw conveyor. Agricultural machinery. 12. 108-115.

4. *Leschuk R. Ya.* (2004). Substantiation of constructive-power parameters of section working bodies of screw reloading mechanisms: author's ref. dis. ... cand. tech. Science: special. 05.02.02 Mechanical Engineering. - Lviv. 148.

5. *Rogatinsky R. M.* (2014). Scientific and applied bases of creation of screw transport and technological mechanisms. Ternopil. TNTU named after Ivan Pulyuy. 278.

6. *Owen P. J., Cleary P.W.* (2009). Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). Powder Technology. 193 (3). 274-288.

7. *Fernandez J. W., Cleary P. W., Bride W.* (2009). Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December. 1140-1150.

8. *Hu G., Chen J., Jian B., Wan H., Liu L.* (2010). Modeling and simulation of transportation system of screw conveyors by the discrete element method. International Conference on Mechanical Automation and Control Engineering, MACE2010, 5536244. 927-930.

9. *Zareiforoush H., Komarizadeh M. H., Alizadeh M. R.* (2010). Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw conveyor. Journal of Food, Agriculture and Environment. 8(3-1). July. 494-499.

10. *Grigoriev A. M.* (1972). Screw conveyors. Mechanical Engineering. Moscow. 286.

11. *Gevko B. M.* (1993). Mechanisms with screw devices. Lviv. Higher school. 205.

12. *Gevko B. M., Rogatynsky R. M.* (1989). Screw feeders of agricultural machinery. Lviv. Higher school. 175.

13. *Gevko I. B.* (2008). Screw transport and technological mechanisms. Calculation and design. TSTU named after Ivan Pulyuy. Ternopil. 307.

14. *Gevko B. M., Lyashuk O. L., Gevko I. B., Dragan A. P., Novosad I. Ya.* (2008). Technological bases of forming special profile screw parts. Ternopil. SMP “Type”. 367.

15. *Gevko I. B., Komar R. V., Leschuk R. Ya., Novosad I. Ya.* (2005). Patent №18401. Ukraine. Screw working body of the juicer. Bull. №7. 4.

16. *Gevko I. B., Lyashuk O. L., Rogatinskaya L. R., Zolotuy R. Z., Lyubachivskyy R. O.* (2013). Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. International Symposium: ISB-INMA TEH’2013. "Agricultural and Mechanical Engineering" 2013. Bucharest. 175-182.

17. *Loveikin V., Chovniuk Yu., Kulyk V.* (2012). Optimization of the regime of oscillations of grain mixtures in the presence of dry friction. Motrol. Lublin. 14(3). 140-149.

16. *Loveykin V. S.* (2011). Multi-mass model of the dynamics of the movement of the feed mixer of the screw type with variable resistance. Motrol. 13B. 124-129.

17. *Gevko R. B. , Wind A. O., Gevko M. R., Klendiy M. B.* (2009). Improving the design and substantiation of the parameters of the sectional hinged working body of the flexible screw conveyor. Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine. Kyiv. 1. 212-216.

18. *Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I.* (2019). Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 95(3). 108-118.

19. *Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z., Rogovskii I., Trokhaniak O.* (2020). External rolling of a polygon on a closed curvilinear profile. Acta Polytechnica. 60(4). 313-317.

20. Screw Conveyor. (2009). Dimensional standards. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: Mode of access: http://www.cemanet.org. 6.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ НА ШНЕК ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

И. И. Чвартацкий, А. В. Грабар, Р. В. Шатров

Аннотация. Целью исследования является установление характера нагрузки на шнек по всей его длине и вывода аналитической зависимости определения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления элементов винтового механизма и трения в опорах. Объектом исследования является технологический процесс транспортировки сыпучих грузов винтовыми конвейерами. Предметом исследования являются закономерности протекания процесса транспортировки и характер нагрузки на шнек по всей его длине.

Установлено характер нагрузки на шнек по его длине в винтовом транспортере. Выведена аналитическая зависимость определения реального значения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления винтовой транспортно-технологической системы и трения в опорах. Определены и построены ряд зависимостей величины крутящего момента на шнек при установленном движении груза от различных параметров.

Результаты: установлен характер нагрузки на шнек по всей его длине и выведено аналитическую зависимость определения величины крутящего момента на шнек, что можно широко использовать при проектировании винтовых транспортно-технологических систем.

Ключевые слова: шнек, винтовые транспортно-технологические системы, нагрузки, величина крутящего момента, частица.

RESEARCH OF HINGED JOINT OF SCREW SECTIONAL WORKING BODY

I. I. Chvartatskiy, A. V. Grabar, R. V. Shatrov

Abstract. The purpose of research is to determine the optimal design parameters of the hinged connection of the sectional screw working body, as well as to determine the impact of these parameters on the performance of this mechanism

The object of research is the processes of transportation of bulk materials along curvilinear routes by flexible articulated screw conveyors. The subject of the research is hinged-section screw working bodies and their parameters.

The method of calculation of hinged connection of screw sectional working body is offered in the work. Calculations and analysis of changes in the efficiency of the hinge mechanism depending on its basic design parameters, such as 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 of the hole. Graphic dependences are constructed on the basis of theoretical researches.

Results: The optimal design parameters of this structure are established, and the influence of these parameters on operational characteristics is determined.

Key words: hinged connection, sectional working body, helical spiral.

І. І. Чвартацький ORCID 0000-0001-5689-4603.
А. В. Грабар ORCID 0000-0001-8208-6212.
Р. В. Шатров ORCID 0000-0002-3596-0146.