

УДК 621.81**Ляшук О.Л.¹***д-р. тех. наук, завідувач кафедри автомобілів***Email: oleglashuk@ukr.net****Клендій В.М.¹***канд. тех. наук***Email: klendy@ukr.net****Навроцька Т.Д.¹***аспірант***Email: navrotska@ukr.net****Коневич М.Р.²****Email: konevich@ukr.net**

¹ Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Тернопіль, Україна

² Гусятинський коледж Тернопільського національного технічного університету імені
Івана Пулюя
Гусятин, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСА ЗГИНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ВИГОТОВЛЕНОГО З СЕКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Анотація

Механізми з гвинтовими пристроями отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства і особливо гнучкі гвинтові конвеєри з секційними елементами і для транспортування сипких матеріалів при транспортуванні по криволінійних трасах. На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників, оскільки безвальні гвинтові робочі органи, незважаючи на простоту конструкції, не забезпечують відповідної продуктивності або мають низький ресурс роботи

Дослідження присвячене розробці моделі гнучкого гвинтового робочого органу з секційних елементів. Представлено модель гнучкого гвинтового робочого органу транспортера з секційними елементами може мати широке використання у різних галузях харчової та переробної промисловості, сільського господарства, технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінневого матеріалу та ін.

Наведено розрахункову схему для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривизни. Виведено аналітичні залежності для визначення радіуса згину секційного гнучкого гвинтового конвеєра в залежності від конструктивних та енергосилових параметрів при транспортуванні. Побудовано графічні залежності зміни радіуса згину гнучкого гвинтового робочого органу від конструктивних параметрів секційних елементів.

Встановлено, що отримані результати дають можливість визначити мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k , що дозволяє збільшувати мінімально радіус кривизни на 20...30% для забезпечення гарантованого безконтактного обертання секцій, що виключить можливість виникнення аварійних ситуацій та підвищить довговічність експлуатації запропонованого робочого органу.

Ключові слова: секційний гнучкий гвинтовий робочий орган, радіус згину, технологічні можливості.

Вступ. В сучасному сільськогосподарському машинобудуванні, піднімально-транспортних та інших машинах значне місце займають гвинтові транспортно-технологічні системи, в яких основними робочими органами є гнучкі шнекові механізми. При цьому високі вимоги ставляться до надійності та довговічності роботи даних механізмів поряд із забезпеченням високих техніко-економічних показників та низьких витрат на експлуатацію та ремонт сільськогосподарської машини. При використанні гнучких гвинтових конвеєрів з секційним робочим органом важливим є визначення допустимих та оптимальних, з точки зору надійності роботи механізму в цілому, радіусів згину робочого органу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На даний час ведуться активні пошуки можливості вдосконалення секційних гвинтових робочих органів з метою підвищення їх експлуатаційних показників [1-3], 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 [4-7], спрощення конструкцій та зменшення їх матеріаломісткості, а також підвищення експлуатаційних показників [8-12].

Мета. Метою досліджень є розробка методики визначення радіуса згину секційного робочого органу з умовою забезпечення його експлуатаційні та технологічні параметри.

Результати. Гвинтовий секційно-шарнірний робочий орган (рис. 1) виконано з окремих секцій 1 однакових діаметрів і довжин, які виконані у вигляді зварних конструкцій трубчастих заготовок 2, до одного умовного внутрішнього кінця якої жорстко закріплена циліндрична втулка 3. Остання виконана з системою осьових паралельних пазів 4, що розміщені рівномірно по колу, наприклад чотири, і є паралельними до осі трубчастої заготовки і які є у взаємодії з тілами кочення 5. З другої сторони тіла кочення 5 є у взаємодії зі сферичною виїмкою 6 сферичного корпусу 7 з можливістю осьового і кутового провертання сферичної тяги 8.

Крім цього, зверху циліндрична втулка 3 є у жорсткій взаємодії зі сферичним корпусом 7, в якому внутрішня сфера 6 є у взаємодії з зовнішніми поверхнями тіл кочення 5, а на вільному внутрішньому кінці сферичного корпусу 7 виконано циліндричне кільце з зовнішнім трикутним профілем 9, яке є у жорсткій взаємодії з аналогічною виточкою 10 циліндричної втулки 3, яке виконано на вільному її кінці зовні. З другого кінця зварної циліндричної секції у внутрішній отвір жорстко, перпендикулярно до осі встановлено з'єднувальна втулка 11 з внутрішнім квадратним чи фасонним отвором 12, яка є у взаємодії з відповідним кінцем сферичної тяги сусідньої секції і жорсткою її фіксацією відомим способом. До зовнішнього діаметра з'єднувальної втулки 11 рівномірно по колу з одного кінця приварено, наприклад, чотири перемички 13, а з другого кінця перемички приварені до зовнішнього діаметра циліндричної втулки 3.

Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривизни, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій, зображено на рис. 2.

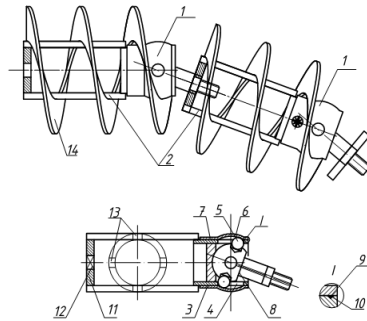


Рис. 1. Гвинтовий секційно-шарнірний робочий орган

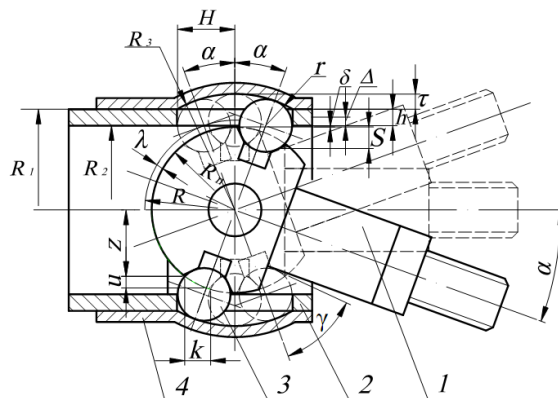


Рис. 2. Розрахункова схема конструкції шарнірного з'єднання гвинтового робочого органу

На схемі наведено наступні позначення: 1 – сферичний палець; 2 – циліндрична втулка; 3 – кулька; 4 – втулка зі сферичною поверхнею; α – кут повертання сферичного пальця; γ – кут твірної конічної поверхні лунки; R – радіус обертання центрів кульок; R_1 – зовнішній радіус циліндричної втулки; R_2 – внутрішній радіус циліндричної втулки; R_3 – внутрішній радіус втулки із сферичною поверхнею; R_n – радіус сфери пальця; r – радіус кульки; h – товщина стінки циліндричної втулки; H – довжина половини паза циліндричної втулки; Δ – необхідне гарантоване перекриття кульки і паза циліндричної втулки; λ – відстань від сферичної поверхні пальця до центра кульки; τ – максимальна відстань від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні

циліндричної втулки; δ – зазор між сферичним пальцем і циліндричною втулкою; s – задана глибина посадки кульки.

В процесі кутового зміщення секцій сферичний палець повертається відносно циліндричної втулки на максимально можливий кут φ , при якому відбувається його контакт з циліндричною втулкою через кульки.

Нехай відомо наступні характеристики конструкції – радіус кульки r , радіус обертання центрів кульки R та максимально допустимий кут відхилення осей α . Визначаємо розміри циліндричної втулки – її зовнішній R_1 та внутрішній R_2 радіуси, радіус сферичного пальця R_n та розміри лунки – кут конічної поверхні γ і її діаметр на зовнішньому радіусі сферичного пальця d (R_4). Відповідні позначення наведені на рис..2.

Під час обертання центр кульки описує еліптичну лінію в проекції на площину, перпендикулярну осі труби. Велика піввісь еліпса становить $a = R$, а мала – відповідно $b = R \cos \alpha$. Отже, внутрішній та зовнішній радіуси трубчастої частини повинні бути у відповідних межах з врахуванням необхідного гарантованого перекриття Δ :

$$R_1 = R + \Delta ; R_2 = R \cdot \cos \alpha - \Delta . \quad (1)$$

Відповідно, радіус сферичного пальця, який тримає кульки в лунках, повинен бути менший за внутрішній радіус циліндричної втулки на певний гарантований зазор δ :

$$R_i = R_2 - h = R \cos \alpha - \Delta - \delta . \quad (2)$$

Для обчислення кута твірної конічної поверхні лунки γ використаємо умову контакту кульки з конічною поверхнею нижче крайки на глибині s . (рис. 3). Із геометричних співвідношень одержуємо рівність:

$$R - R_i = r \cdot \sin \gamma - s . \quad (3)$$

Звідки визначаємо мінімально необхідний кут твірної конічної поверхні лунки γ :

$$\sin \gamma = \frac{(R \cdot (1 - \cos \alpha) + \Delta + \delta + s)}{r} \quad (4)$$

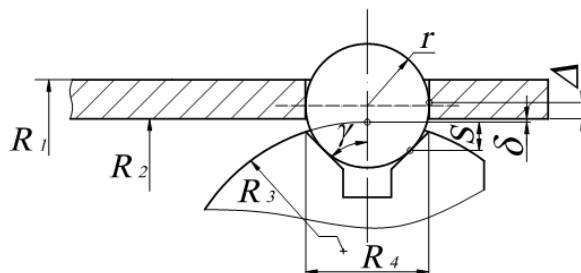


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення кута твірної конічної поверхні лунки

При меншому значенні кута γ не буде забезпечено 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 сферичного пальця для технологічного контролю виготовлення:

$$d = 2 \cdot (r \cdot \cos \gamma + s \cdot \operatorname{tg} \gamma) .$$

Величину R_3 (внутрішній радіус сферичної втулки) запишемо у вигляді нерівностей:

$$R_3 = R_2 + h + \tau = R \cos \alpha - \Delta + h + \tau . \quad (5)$$

$$R_3 = R + r . \quad (6)$$

Прирівнюємо залежності (5 і 6):

$$R \cos \alpha - \Delta + h + \tau = R + r ,$$

звідки визначаємо величину максимальної відстані від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої поверхні циліндричної втулки τ :

$$\tau = R(1 - \cos \alpha) + r - \Delta + h . \quad (7)$$

Величину H половини довжини паза циліндричної втулки визначаємо із залежності:

$$H = R \sin \alpha + r = (R_n + \lambda) \sin \alpha + r . \quad (8)$$

Величину λ - зазор між сферичною поверхнею пальця і центром кульки визначаємо із залежності (2):

$$R_n = R \cos \alpha - \Delta - \delta ,$$

звідки:

$$R = \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} . \quad (9)$$

Оскільки, $R = R_n + \lambda$, то прирівнюємо ці залежності.

$$\begin{aligned} R_n + \lambda &= \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} ; \\ \lambda &= \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} - R_n . \end{aligned} \quad (10)$$

Глибину посадки кульки S у сферичному пальці визначаємо із умови, що:

$$\lambda = R - R_n = r \sin \gamma - s ,$$

і прирівнюємо її до залежності (10):

$$\begin{aligned} \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} - R_n &= r \sin \gamma - s ; \\ s &= r \sin \gamma + R_n - \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} . \end{aligned} \quad (11)$$

За результатами аналізу виведених аналітичних залежностей побудовані графіки зміни довжини половини паза циліндричної втулки H , зазору між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ та глибини посадки кульки s у сферичному пальці від біжучого кута α на рис.4. Графічні залежності побудовані при таких постійних величинах: $R_n = 15_{\text{мм}}$, $r = 4,75_{\text{мм}}$, $\delta = 0,2_{\text{мм}}$, $\Delta = 1,5_{\text{мм}}$, $\gamma = 45^\circ$.

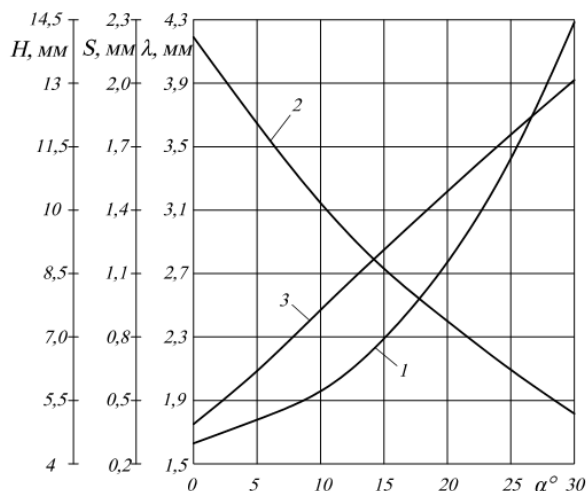


Рис. 4. Залежності зміни довжини половини паза циліндричної втулки H , зазору між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ та глибини посадки кульки s у сферичному пальці від біжучого кута α

З аналізу графічних залежностей рис. 4 можна встановити, що при куті α більшу як 25° зазор між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ набуває великих значень, а глибина посадки кульки s у сферичному пальці малих значень. Тому доцільно використовувати шарнірно-секційні робочі органи з максимальним кутом повертання сферичного пальця $\alpha_{\max} = 25^\circ$, що обмежується довжиною паза циліндричної втулки $2H$.

При проведенні аналізу впливу конструктивних параметрів шарнірно-секційних гвинтових секцій гнучкого валу на зміну величини R_k задамо реальними межами значень R_n , r, h , δ , Δ і L . Так, для робочого органу гнучкого конвеєра, який розташовується в стандартному еластичному кожусі з внутрішнім діаметром 100 мм, зовнішній діаметр гнучкого валу не повинен перевищувати 50 мм для забезпечення встановлення гвинтової спіралі. Тому змінні параметри приймаються в межах: $R_n = 10 \dots 20$ мм; $r = 4,55 \dots 4,95$ мм; $h = 2 \dots 4$ мм; $\delta = 0,1 \dots 0,3$ мм; $\Delta = 1,3 \dots 1,7$ мм; $L = 110 \dots 150$ мм.

Використовуючи отримані результати, можна визначити мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k . При заданій довжині секції робочого органу L , що визначається як відстань між шарнірними отворами, допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k розраховується за залежністю:

$$R_k = \frac{L(\cos \frac{\alpha}{2} + k)}{4 \sin \frac{\alpha}{2} (k + 1)}. \quad (12)$$

На рис. 5 представлені графічні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_k від величини кутового повертання α сусідніх секцій при різних їх довжинах L .

Слід зазначити, що для ефективної роботи гнучкого гвинтового конвеєра визначений мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі необхідно

збільшувати на 20...30% для забезпечення гарантованого безконтактного обертання шарнірних секцій, що виключить можливість виникнення аварійних ситуацій та підвищить довговічність експлуатації запропонованого робочого органу.

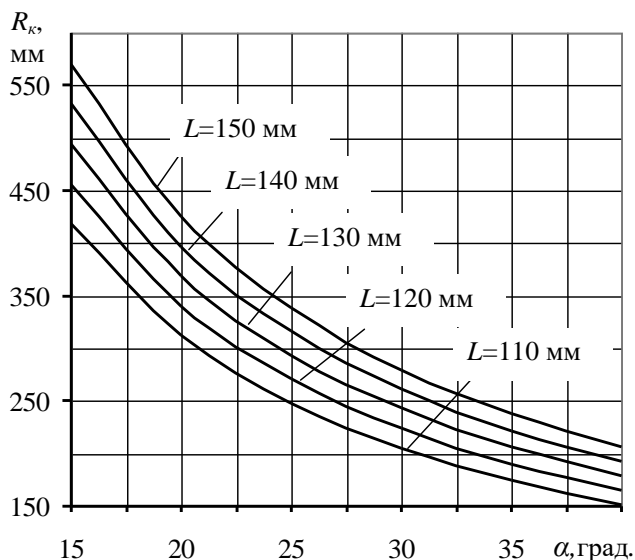


Рис. 5. Графічні залежності мінімально допустимого радіуса технологічної магістралі R_k від кута α

На основі аналізу графічних залежностей (рис. 4 і рис. 5) встановлені функціональні залежності радіуса кривизни робочого органу від його конструктивних параметрів. Так для забезпечення мінімального допустимого радіуса кривизни робочого органу до 0,5м оптимальними є наступні межі конструктивних параметрів: $R_d = 10...20$ мм; $h = 2...4$ мм; $r = 4,55...4,95$ мм; $L = 110...150$ мм.

Висновки і перспективи. На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено модель гнучкого гвинтового робочого органу транспортера з секційними елементами може мати широке використання у різних галузях харчової та переробної промисловості, сільського господарства, технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінневого матеріалу та ін.

2. На основі приведених досліджень виведено аналітичні залежності для визначення радіуса згину секційного гнучкого гвинтового конвеєра в залежності від конструктивних параметрів секцій. Так, для забезпечення мінімального допустимого радіуса кривизни робочого органу до 0,5м оптимальними є наступні межі конструктивних параметрів: $R_d = 10...20$ мм; $r_n = 4,13...4,63$ мм; $h = 2...4$ мм; $r = 4,55...4,95$ мм; $L = 80...160$ мм.

Список використаних джерел

- Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов : Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 176 с.
- Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Розум Р.І., Клендій М.Б., Клендій О.М., Вітровий А.О. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія . Тернопіль : Осадца Ю.В., 2018. 180 с.
- 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.

4. Hevko, Iv.B., Lyashuk, O.L., Leshchuk, R.Y., Rogatinska, L.R., & Melnychuk, A.L. (2016). Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers. *INMATEH «Agricultural Engineering»*, vol. 48, no. 1, 35-43.

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

6. 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 Mechanic Automation and Control Engineering, MACE2010, Article number 5536244, 927-930;

7. Zareiforouh, 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*. July, 2010. Volume 8, Issue 3-4 PART 1. PP. 494-499.

8. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. Москва : Машиностроение. 1972. 286 с.

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

10. 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 conveyor. *International symposium: ISB-INMATEH'2013. «Agricultural and Mechanical Engineering»*, 2013. PP. 175-182.

11. Ловейкин В., Човнюк Ю., Кулык В. Оптимизация режимов колебаний зерновых смесей при наличии сухого трения. *Motrol – Motoryzacja i energetyka rolnictwa*. Lublin, Tom 14, vol.3 2012. PP. 140-149

12. Lytvynov O. Towards the dynamic calculation of machines. *Motrol*. 2006. Tom 8A PP. 210-223.

Дата надходження статті до редакції: 28.06.2018

Рецензування: 11.08.2018 Прийняття в друк: 24.11.2018

Lyashuk O.L.¹

D.Sc. (Engineering), Head of Automobile Department

Email: oleglashuk@ukr.net

Klendiy V.M.¹

PhD in Engineering

Email: klendiy@ukr.net

Navrotska T.D.¹

Post-graduate student

Email: navrotska@ukr.net

Konevich M.R.²

Email: konevich@ukr.net

¹*Automobile Department, Ternopil Ivan Puluj National Technical University
Ternopil, Ukraine*

²*Husiatyn College of Ternopil Ivan Puluj National Technical University
Husiatyn, Ukraine*

THE DETERMINATION OF BENDING RADIUS OF THE FLEXIBLE SCREW CONVEYOR MADE OF SECTIONAL ELEMENTS

Abstract

Mechanisms with screw devices are widely used in all fields of the economy, especially flexible screw conveyors with sectional elements for the transportation of granular materials during transportation on curved roads. Nowadays the strategies for improving the section screw working bodies in order to enhance their operational indicators are up-to-date issues, as the shaftless screw working bodies, despite the simplicity of the

design, do not provide appropriate performance or have low operational life.

The study deals with the development of flexible screw working body model of sectional elements. The model of flexible screw conveyor working body of sectional elements can be used in various sectors of the food and processing industry, agriculture, technological processes for mechanized loading of mineral fertilizers, seed material, etc.

The scheme for determining the relationship between structural parameters of flexible shaft and its bending radius is given in the study. The analytical dependences for determination of bending radius of flexible screw conveyor section according to design and energy-power parameters during transportation are identified in the paper. The graphic dependences of changes in the bending radius of the conveyor flexible screw working body from the structural parameters of sectional elements are constructed.

The obtained results make it possible to confirm the minimum permissible bending radius of the technological line R_{κ} , which allows to increase the minimum bending radius at 20 ... 30% to ensure guaranteed non-rotation sections, that would eliminate the possibility of accidents and increase the durability of the operation of the proposed working body.

Keywords: autopsy flexible screw working body, bending radius, technological possibilities.

References

1. Gevko B.M., & Rogatinskii, R.M. (1989). *Vintovye podayushchie mekhanizmy sel'skokhozyaistvennykh mashin [Screw feed mechanisms of agricultural machinery]*. Lviv: Izd-vo pri Lvov. un-te. [in Rus.]
2. Hevko, B.M., Rohatynskiy, R.M., Rozum, R.I., Klendii, M.B., Klendii, O.M., & Vitrovyi, A.O. (2018). *Pidvishchennya tekhnologichnogo rivnya protsesiv zavantazhennya ta perevantazhennya materialiv u gvintovikh konveerakh: monografiya [Improving the technological level of the process of loading and reloading materials in screw conveyors: a monograph]*. Ternopil: Osadcha Yu.V. [in Ukr.]
3. Rohatynskiy, R.M., Hevko, I.B., & Diachun, A.Ie. (2014). *Naukovo-prikladni osnovi stvorenniya gvintovikh transportno-tekhnologichnikh mekhanizmiv [Scientific and applied foundations of the creation of screw transport and technological mechanisms]*. Ternopil: TNTU imeni Ivana Pulyuya. [in Ukr.]
4. Hevko, Iv.B., Lyashuk, O.L., Leshchuk, R.Y., Rogatinska, L.R., & Melnychuk, A.L. (2016). Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers. *INMATEH «Agricultural Engineering», vol 48, is. 1, 35-43.*
5. Owen, P.J., & Cleary, P.W. (2009). Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). *Powder Technology, 193(3), 274-288.*
6. 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 Mechanic Automation and Control Engineering, MACE2010, Article number 5536244, 927-930;*
7. Zareiforoush, H., Komarizadeh, M.H., & Alizadeh, M.R. (July, 2010). Effect of crop-screw parameters on rough rice grain damage in handling with a horizontal screw conveyor. *Journal of Food, Agriculture and Environment Volume 8, Issue 3-4 PART 1, 494-499.*
8. Grigoriev, A.M. (1972). *Vintovye konveery [Screw conveyors]*. Moscow: Mashinostroenie. [in Russ.]
9. Gevko B.M., Lyashuk O.L., Gevko I.B., Dragan A.P., & Novosad I.Ya. (2008). *Tekhnologichni osnovi formoutvorenniya spetsialnikh profilnikh gvintovikh detalei [Technological basis for the formation of special shaped screw parts]*. Ternopil: SMP "Taip". [in Russ.]
10. Gevko, I.B., Lyashuk, O.L., Rogatinska, L.R., Zolotuy, R.Z., & Lyubachivskyy, R.O. (2013). Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyor. *International symposium: ISB-INMA TEH'2013. «Agricultural and Mechanical Engineering » 2013, 175-182.*
11. Loveikin, V., Chovniuk, Yu., & Kulyk, V. (2012). Optimizatsiia rezhimov kolebanii zernovykh smesei pri nalichii sukhogo treniia [Optimization of vibration modes of grain mixtures in the presence of dry friction]. *Motrol – Motoryzacja I energetyka rolnictva, 14(3), 140-149.* [in Russ.]
12. Lytvynov, O. (2006). Towards the dynamic calculation of machines. *Motrol, 8a, 210-223.*

Received: June 28, 2018

Revision: August 11, 2018 Accepted: November 24, 2018