



j13-041

DOI: 10.21893/2227-6920.2017-13.041

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF FLEXIBLE SECTIONAL SCREW

CONVEYOR WITH A BALL HINGED CONNECTIONS

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СЕКЦІЙНИХ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ

КОНВЕЄРІВ З КУЛЬКОВИМИ ШАРНІРНИМИ З'ЄДНАННЯМИ

¹d.t.s., prof. Nevko R.B. / д.т.н., проф. Гевко Р.Б.

ORCID: 0000-0001-7569-2943

¹c.t.s., Vitrovyu A.O. / к.т.н., Вітровий А.О.

ORCID: 0000-0003-2885-3745

²c.t.s., Klendii O.M. / к.т.н., Клендій О.М.

ORCID: 0000-0002-4671-5824

¹Ternopil National Economical University, Ternopil, Str. Lvivska 11, 46000

Тернопільський національний економічний університет, Тернопіль, вул. Львівська 11, 46000

²Separated Subdivision of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Berezhany Agrotechnical Institute, Berezhany, Str. Akademichna 20, 47501

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування

України «Бережанський агротехнічний інститут», Бережани, вул. Академічна 20, 47501

Анотація. В статті представлено конструкції шарнірних робочих органів гвинтових конвеєрів. Проведено силовий і динамічний аналіз шарнірних з'єднань гвинтових конвеєрів. Виконано експериментальні дослідження визначення залежності крутного моменту на секції гнучкого робочого органа від кута закручування її торцевих поверхонь.

Ключові слова. гвинтовий конвеєр, шарнірний робочий орган, секція.

Вступ. Транспортування сипких вантажів за допомогою гнучких гвинтових спіралей забезпечує високу мобільність при виконанні різних технологічних процесів [1–5]. Однак, існуючі суцільні гнучкі спіралі при транспортуванні матеріалів по криволінійних трасах швидко руйнуються внаслідок знакозмінних циклічних навантажень, а використання комбінованих робочих органів характеризується високою матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат і пошкодження сипкого матеріалу [6].



Результати досліджень.

Для вирішення даної проблеми розроблений гнучкий гвинтовий робочий орган та проведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень для визначення раціональних параметрів і режимів роботи конвеєра [3; 7-9]. Його конструктивна схема та загальний вигляд зображено на рис.1. Він містить секції спіралей, торцеві поверхні яких шарнірно взаємопов'язані між собою. Кожна секція виконана у вигляді пари торцевих шайб 1 з'єднаних прутками 2, до яких кріпиться гвинтове ребро 3. Між сусідніми секціями встановлена проміжна шайба 4, в якій виконано чотири отвори, рівномірно розташованими в коловому напрямку. В торцевих шайбах діаметрально протилежно виконано два отвори, в яких розташовані кульки 5, котрі з іншої сторони встановлені у парі отворів проміжних шайб, причому лінії, що з'єднують центри отворів сусідніх торцевих шайб, розташовані взаємно перпендикулярно. Секції спіралей підтиснуті між собою пружним механізмом, який виконано у вигляді центрального стержня 6 з фланцем 7. Стержень встановлено в отворі проміжної шайби, а з внутрішньої сторони сусідніх торцевих шайб розташовані пружини 1, величина деформації яких регулюється натискною шайбою 9 і гайками 10.

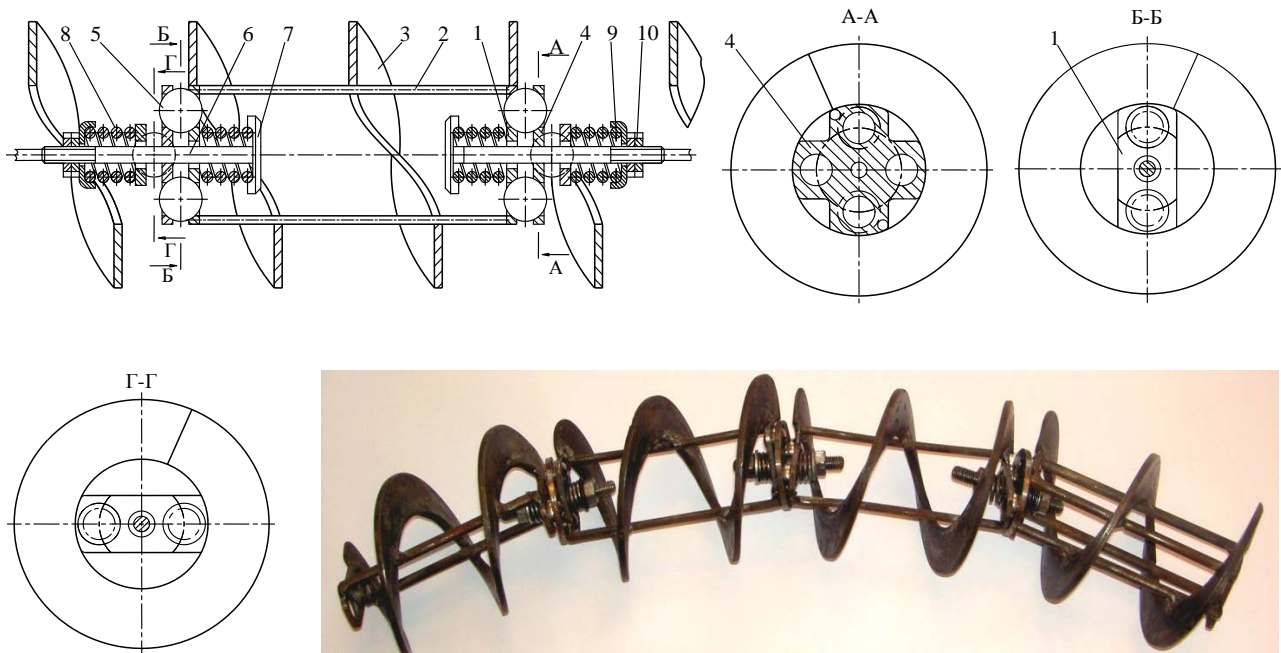


Рис. 1. Конструктивна схема та загальний вигляд шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра



В процесі роботи робочий орган, який розташований в еластичному кожусі, обертаючись, транспортує сипкий матеріал в зону вивантаження. Оскільки пари кульок, які пов'язують торцеві та проміжну шайби, розташовані взаємоперпендикулярно, то це забезпечує відносні повертання гвинтових секцій при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійних трасах.

Варіант секційного робочого органу гвинтового конвеєра [3; 10] та загальний вигляд окремих елементів зображено на рис.2. Він складається з гвинтових секцій у вигляді пластмасової центральної втулки 1 виконаної заодно з лунками під кульки 3 та двозахідного сектора спіралі 4. Розташування лунок на різних торцевих поверхнях кожної з центральних втулок, зміщене на 90° в коловому напрямку. Втулки розташовані на тросі 2 та підтиснуті одна до одної за допомогою механізму натягу. Робочий орган розташований в кожусі 5.

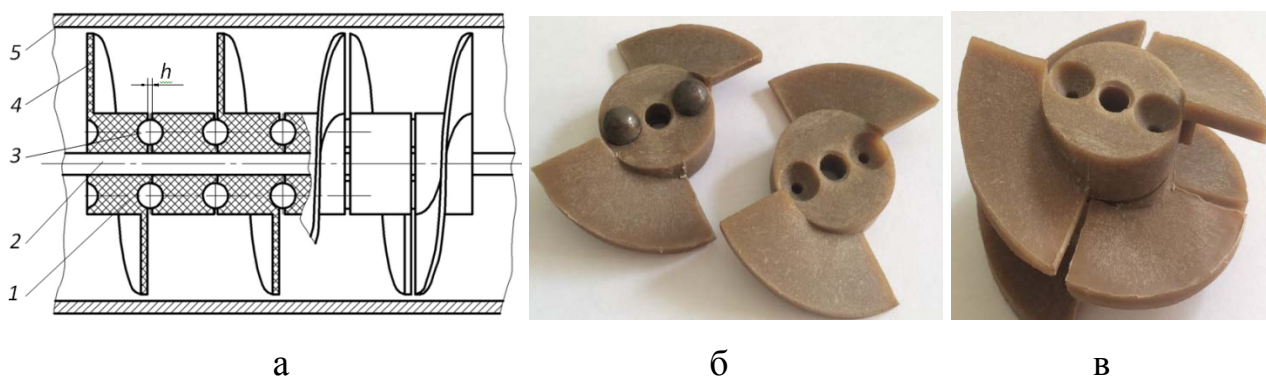


Рис. 2. Секційні робочі органи гвинтового конвеєра: *а – конструктивна схема робочого органу; б – загальний вигляд окремих гвинтових секцій; в – взаємне розташування гвинтових секцій*

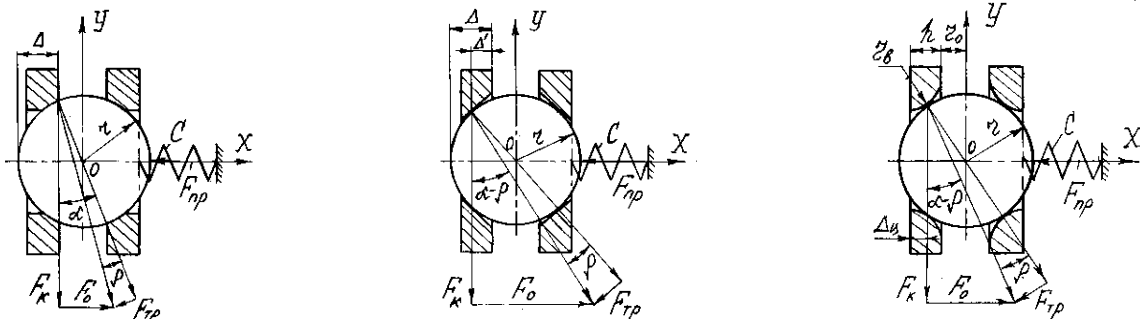
Під час роботи на криволінійних трасах пари кульок повертаються відносно лунок у напрямку, перпендикулярному до лінії, що з'єднує їх центри. Оскільки пари лунок, які розташовані на протилежних торцевих поверхнях зміщені відносно впадин в коловому напрямку на 90° , то робочий орган вільно деформується і працює за принципом шарнірних муфт.

Проведені теоретичні дослідження з визначення величини контактних напружень в шарнірних елементах для різних виконань лунок [7; 8].

На основі проведених і відомих досліджень [3; 10] наведено основні



схеми кулькових зачеплень і відповідні їх розрахункові формули для визначення величини початкового T_0 та максимального T_{max} крутних моментів:



1 - сферичні ввігнуті лунки; 2 - похилі плоскі лунки; 3- сферичні випуклі лунки

$$T_0 = T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\text{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r - \Delta}{r} \right) - \rho \right]}, \tag{1}$$

$$T_0 = R \cdot C \cdot \delta_0 / \text{tg}(\alpha - \rho) \quad T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot [\delta_0 + (\Delta - r(1 - \sin \alpha))]}{\text{tg}(\alpha - \rho)}, \tag{2}$$

$$T_0 = T_{max} = \frac{R \cdot C \cdot \delta_0}{\text{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_0 + h - \Delta_u}{r + r_e} \right) - \rho \right]}, \tag{3}$$

де - R – радіус розташування кульок; C – жорсткість пружини; δ_0 – попередній натяг пружини; r – радіус кульки; Δ - величина заглиблення кульки у лунку; ρ – кут тертя; α – кут напрямку дії нормальної реакції від взаємодії кульки з лункою та торцевою поверхнею шайб (втулок); r_e – радіус випуклості лунки.

Проведено розрахунок максимальних динамічних навантажень при пуску конвеєра [3; 9; 11]. Динамічна модель гвинтового конвеєра з кульковими шарнірними зачепленнями окремих секцій в режимі пуску з врахуванням наповненості сипким матеріалом гнучкого кожуха зображена на рис.3.

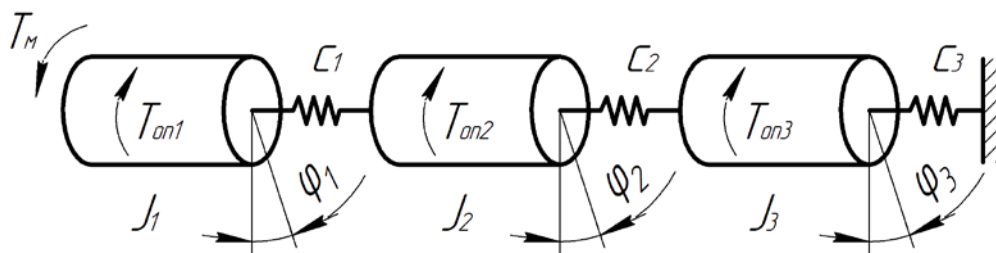


Рис.3. Динамічна модель гвинтового конвеєра



На рис.3 зроблено такі позначення: J_1 - зведений до осі обертання шнека момент інерції приводного механізму (двигун, редуктор, шарнірне з'єднання); J_2 і J_3 - зведені моменти інерції першої та другої ланок шнека із врахуванням приєднаної маси транспортованого матеріалу; c_1 , c_2 і c_3 - крутильні жорсткості елементів, з'єднуючих ланки шнека; φ_1 , φ_2 і φ_3 - кути повороту відповідних елементів шнека; T_M - момент двигуна; T_{on1} , T_{on2} і T_{on3} - моменти опору.

Рівняння руху динамічної системи описується у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_M - T_{np1} - T_{on1}, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}. \end{cases} \quad (4)$$

де T_{np1} , T_{np2} , T_{np3} - моменти, що визначаються деформаціями пружних елементів.

Пружний момент прямопропорційний деформації пружини, однак внаслідок специфічності конструкції з'єднувальних елементів на пружній характеристиці є три окремих етапи. Перший етап характеризує роботу з'єднання в межах, коли кулька не виходить з лунки і є основним.

На другому етапі, коли кулька зміщується у лунках, кутова деформація шарнірних елементів є достатньо значною і жорсткість з'єднання різко падає.

На третьому етапі кулька виходить з лунок і жорсткість різко зростає.

Пружний момент на кожному із трьох етапів деформування має вигляд:

$$\begin{aligned} T_{np1}^1 &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2), & T_{np1}^2 &= \frac{(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}, & T_{np1}^3 &= c_1((\varphi_1 - \varphi_2) - \varphi_{\max}), \\ T_{np2}^1 &= c_2(\varphi_2 - \varphi_3), & T_{np2}^2 &= \frac{(\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}, & T_{np2}^3 &= c_2((\varphi_2 - \varphi_3) - \varphi_{\max}), \\ T_{np3}^1 &= c_3\varphi_3, & T_{np3}^2 &= \frac{\varphi_3 + \frac{P_0}{c_n R \operatorname{tg} \alpha'}}{\frac{1}{c_3} + \frac{1}{c_n R^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'}}, & T_{np3}^3 &= c_3(\varphi_3 - \varphi_{\max}). \end{aligned} \quad (5)$$



На основі розв'язку та аналізу системи диференціальних рівнянь встановлено, що значне зростання коефіцієнта динамічності спостерігається при великих кутах підйому лунок, а також при наявності ударних навантажень, що виникають при повторних зачепленнях кульок з лунками.

З метою встановлення адекватності теоретичних розрахунків були проведенні експериментальні дослідження [12] для визначення залежності крутного моменту на секції від кута закручування її торцевих поверхонь, які проводились на машині Р-5 (рис.4).

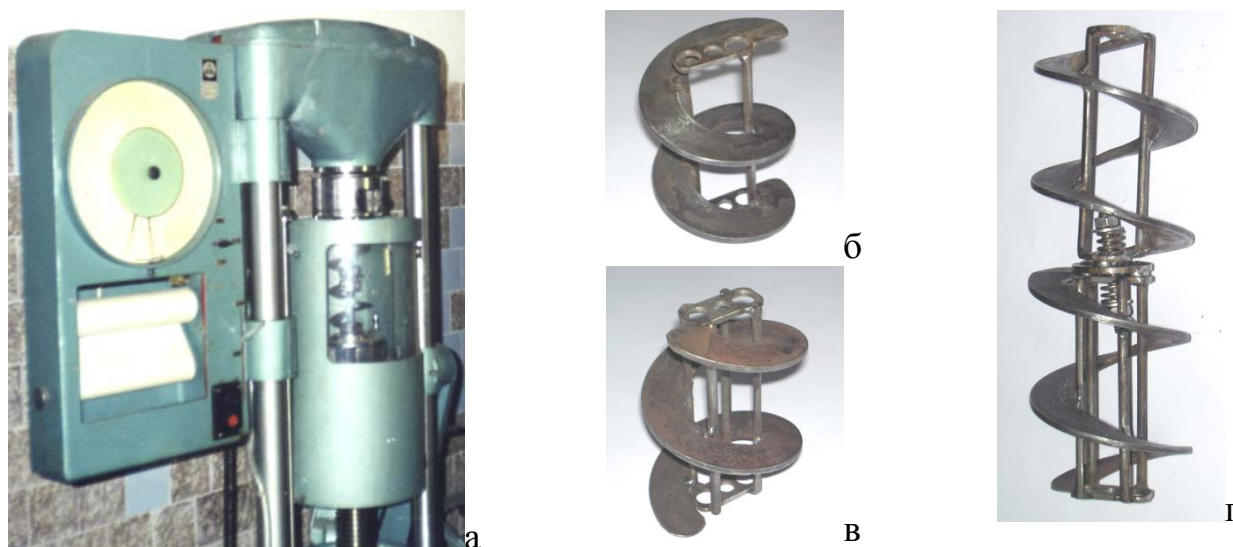


Рис. 4. Загальний вигляд машини Р-5 (а) з дослідними зразками секцій робочих органів: (б) – гвинтова секція з двома поздовжніми прутками; (в) – гвинтова секція з чотирма поздовжніми прутками; (г) – дві секції, сполучені між собою шарнірним кульковим пружним елементом

При визначенні максимального крутного моменту для кулькових шарнірних з'єднань (рис.1) встановлено, що похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 12...16%.

За результатами експериментальних досліджень енергосилових та експлуатаційних параметрів процесу переміщення матеріалів по криволінійних трасах секційного гнучкого гвинтового робочого органу (рис.2) встановлені раціональні режими роботи: частота обертання – 450...600 об/хв.; висота підйому матеріалу – 1,5 м; мінімально допустимий радіус кривизни траси – 3 0,5 м; коефіцієнт заповнення гнучкого кожуха – 0,5...0,8.



Висновки. Запропоновано нові конструкції шарнірних гвинтових робочих органу конвеєра. Проведено силовий та динамічний аналіз для різних типів шарнірних з'єднань робочих органів. Наведено результати експериментальних досліджень та встановлено раціональні параметри і режими роботи розроблених гнучких гвинтових конвеєрів.

Література.

1. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendii O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pg.29-34.
2. Nevko R.B., Rozum R.I., Klendii O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pg.89-94.
3. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік А.І. - Тернопіль: Астон, 2012.- 204 с.
4. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Мельник С.М., Вовк І.З. Визначення функціональних та експлуатаційних параметрів гнучкого гвинтового конвеєра // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, - К.: В-во НАУ, 1999.- Т.5.- С.19-23.
5. 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 – Київ. -2009.- №1.- С.212-216.
6. Гевко Р.Б. Технологічні і конструктивні шляхи підвищення довговічності спіралей шнеків // Прогресивні технології в машино- і приладобудуванні / Тези доповідей першої науково-технічної конференції ТПІ.- Тернопіль.- 1992.- С.74-75.
7. Павлова І.О., Гевко Р.Б. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу // Науковий вісник Національного аграрного університету.- Вип.80.- К.: Вид. відділ НАУ, 2005.- С.338-343.
8. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Обґрунтування параметрів робочих поверхонь захисного пристрою шнекового транспортера за контактними напруженнями в елементах зачеплення // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.- К., 2014.- Вип. 194, ч1.- С. 164-174.
9. Павлова І.О., Гевко Р.Б., Вітровий А.О. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип.. 13.- Луцьк, 2005.- С.137-146.
10. Вітровий А. О., Гевко Р. Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". - Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. –Вип. 4. -С. 34-36.
11. Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Шинкарик М.І., Клендій О.М. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Вісник інженерної академії України. – К., 2014. – № 2. – С. 163–168.
12. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – Вип. 24. – Луцьк: Ред.- вид. Відділ Л НТУ, 2013.- С. 67 – 75.

References.

1. Nevko R.B., Klendii M.B., Klendii O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pg.29-34, Buharest;



2. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendii O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pg.89-94, Buharest;
3. Hevko R.B., Vitrovyi A.O., Pik A.I. (2012) - Advance in technology of flexible screw conveyors: monograph, Aston, pg.204, Ternopil;
4. Hevko R.B., Vitrovyi A.O., Melnuk S.M., Vovk I.Z. (1999) - Determination of functional and operational parameters of a flexible screw conveyor, Collection of scientific works of the National Agrarian University "Mechanization of agricultural production", Vol.5, pg.19-23, Kyiv;
5. Hevko R.B., Vitrovyi A.O., Hevko M.R., Klendii M.B. (2009) - Improvement of the design and justification of the parameters of a flexible screw conveyor sectional hinge working body, Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine ,Vol.1, pg. 212-216, Kyiv;
6. Hevko R.B. (1992) - Technological and constructive ways to increase the durability of spirals of screws, Abstracts of the first scientific and technical conference TPI "Progressive technologies in engineering and instrument", pg.74-75;
7. Pavlova I.O., Hevko R.B. (2005) - Determination of contact stresses in the hinged elements of a flexible shaft, Scientific herald of the National Agrarian University, Vol. 80, pg 338-343, Kyiv;
- 8 Hevko R.B., Klendii O.M. (2014) – Substantiation of parameters work surfaces protective devices screw conveyors for contact tension in the element mashing, Scientific Bulletin of NULES of Ukraine, Vol. 194, no.1, pg. 164-174, Kyiv;
9. Pavlova I.O., Hevko R.B., Vitrovyi A.O. (2005) - Calculation of dynamic loads during the operation of the conveyor with a hinged screw working body, Agricultural machinery. Collection of scientific works, Vol. 13, pg.137-146, Lutsk;
10. Vitrovyi A.O. Hevko R.B. (1998) - Power analysis of the working body of a flexible screw conveyor, Agricultural machinery. Collection of scientific works, Vol. 4, pg.34-36 Lutsk;
11. Hevko R.B., Hlado Yu.B., Shynkaryk M.I., Klendii O.M. (2014) - Dynamic calculation of the safety device of the screw conveyor, Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine ,Vol. 2, pg.163–168, Kyiv;
12. Hevko R.B., Klendii O.M. (2013) - Method of conducting research of a screw conveyor with a safety device, Agricultural machinery. Collection of scientific works, Vol. 24, pg.67-75, Lutsk.

Abstract.

The article presents the design of flexible screw conveyors, working elements are made of sectional ball hinge connections. A power analysis has been performed in the details of a ball hinge connections for flexible shaft of a screw conveyor, through which defined the relationship between power and the mechanical of the elements. The experimental researches of determination of torque dependence on the section of the flexible working element from the angle of twisting of its end surfaces were conducted.

Key words: screw conveyor, flexible screw working element, section.