

INVESTIGATION OF THE RADIUS OF BENDING FOR FLEXIBLE SCREW SECTIONAL CONVEYER

ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІУСА ЗГИНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З СЕКЦІЙНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Gevko I.B., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Zolotuy R.Z., Lyubachivskyy R.O.

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil / Ukraine

E-mail: Oleg-lashyk@rambler.ru

Abstract: Method of calculation radius of bending for the flexible screw sectional conveyer was presented. Analytical dependencies for finding maximal turning radius in order to provide the reliable operation of the mechanism were defined. The stand construction for investigation of the angle of twist of the sectional operating members was developed. The effect of different construction parameters (section length, diameter) on their operating life characteristics as well as the comparative testing of different types screw operating members (SOM) samples, were found. The method of the construction production effectiveness testing of the flexible screw conveyer sections operating members, which provides the minimal radius of bending of the transporting routes, was presented.

Key words: screw operating member (SOM), transportation, minimum radius of bending, angle of twist

INTRODUCTION

In modern agricultural mechanical engineering, elevating-transporting and other vehicles screw transporting-technological systems (STTS), the principle operating members of which are flexible screw mechanisms, are of great importance, high requirement being those for the reliability and durability of these mechanisms operation, providing high engineering-economic indices and low expenditures for operation and maintenance of the agricultural machine. Determination of the acceptable and maximal, from the point of view of the mechanism operation reliability in whole, radii of the operating member bending is of importance while using flexible screw conveyer sectional operating member.

The objective of the work is to develop the method for finding the radius of bending for the sectional operating member in order to provide its operational and technological parameters.

In many works develop main principles of construction and modeling screw conveyors, such as P. W. Cleary, Hu G., Zareiforoush. [1-4]. The papers by A.M. Grygoriev, S.M. Mykhailov, K.D. Vaschagin, B.M. Gevko, R.M. Rogatynsky, O. O.Trufanov, H. German, M.I. Pylypets, etc., are devoted to the theoretical interpreting of the flexible screw transshipment mechanisms operation, methods of calculation of their basic parameters, development of advanced constructions of such means of bulk materials mechanized transporting along the curved routes. In other works authors [5-11].

Analysis of key principles in the design of flexible screw conveyers (FSC) testifies that the single point of view on the essence of the phenomena observed during operation of such means of mechanization is not available. Special attention in the analysis of the previous investigations is paid to those papers, in which the problem of the choose of operating members parameters and the processes of transporting grain, granular fertilizers, etc., are analysed, as the problem of the bulk materials damage has not been studied enough yet.

MATERIAL AND METHOD

Stand for investigation of the STTS sectional operating members angle of twist is presented in Fig. 1.

Резюме: Наведено методику розрахунку радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами. Виведено аналітичні залежності для визначення оптимального значення радіуса повороту з метою забезпечення надійної роботи механізму. Розроблена конструкція стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів і встановлено вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також порівняльні випробування різних типів дослідних зрізів ГРО. Наведена методику відпрацювання робочих органів гнучких гвинтових секцій конвеєрів на технологічність конструкції, яка забезпечує мінімальний радіус згину траси транспортування.

Key words: гвинтовий робочий орган, транспортування, мінімальний радіус згину, кут закручування

ПЕРЕДУМОВА

В сучасному сільськогосподарському машинобудуванні, піднімально-транспортних та інших машинах значне місце займають гвинтові транспортно-технологічні системи (ГТТС), 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.

Метою роботи є розроблення методики визначення радіуса згину секційного робочого органу з умовою забезпечення його експлуатаційні та технологічні параметри.

В багатьох роботах розглядаються основні принципи конструювання та моделювання гвинтових конвеєрів, а саме П.В. Клері, Г. Хью, Г. Зарейфорус [1-4]. У роботах П.А. Преображенського, А.М. Григор'єва, С.М. Михайлова, К.Д. Вацагіна, Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, О.О. Труфанова, Х. Германа, М.І. Пилипча та інші присвячені теоретичному обґрунтуванню процесу роботи гнучких гвинтових переважноувальних механізмів, методик розрахунку їх базових параметрів, розробки прогресивних конструкцій таких засобів механізованого транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах. У роботах інших авторів [5-11].

Аналіз основних положень у проектуванні гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК) свідчить про відсутність однозначного погляду різних авторів на суть явищ, що спостерігаються під час роботи таких засобів механізації. В аналізі відомих досліджень особливу увагу звернуто на ті літературні джерела, які висвітлюють питання вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування зернових, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів, оскільки проблема пошкодження сипких вантажів на теперішній час залишається відкритою.

МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

Стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів ГТТС зображено на рис.1. Він складається з

It consists of the body 1, to which the stick 2 is mounted rigidly and on which operating member 3 is fixed, which is freely set in the U-shaped box. The box is fixed on the base 5 with supporting elements 6. Free end of the sectional operating member is inserted into the holder 7, on the right end of which the nonius scale is made. In order to investigate different length operating members the holder is located on the guides, which make possible to change its position. On the free end of the operating member, which overhands from the holder hole, the bush with the arrow 10, which has the ability of angle displacement while screw tightening, and calibrated level 12, the size of which is determined by the loading capacity of the operating member, is fixed rigidly.

корпуса 1, до якого жорстко прикріплено стоек 2, на якому закріплюється робочий орган 3, який вільно встановлений в U-подібному коробі 4. Короб кріпиться на підставці 5 з опорними елементами 6, а вільний кінець секційного робочого органу встановлюється в отвір штативу 7, на якому з правого торця виконана ноніусна шкала 9 з поділками. З метою дослідження робочих органів різної довжини штатив розміщений у направляючих, що дозволяють змінювати його положення. На вільний кінець робочого органу, який виступає з отвору штативу, жорстко встановлюють втулку зі стрілкою 10, що має можливість кутового переміщення при закручуванні шнека, а також тарувальний важіль 12, величина якого визначається навантажувальною здатністю робочого органу.

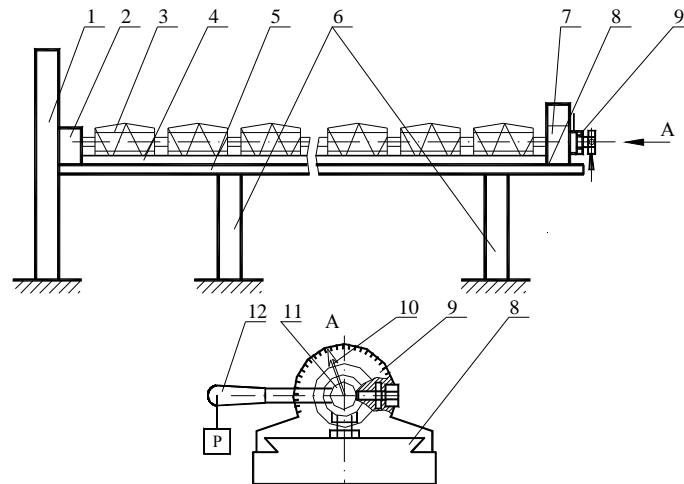


Fig. 1 – Stand for investigation of the sectional operating members angle of twist / Стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів.

Rigidity of the screw operating member as well as the SOM sectional elements wear is found according to the angle of twist value.

To find the screw spirals torsion rigidity, the curvature radius effect on the spirals operation reliability, to determine the most dangerous areas in the SOM constructions elements under overloading, experimental stand presented in Fig. 2 was used. It is designed for static, dynamic and operating life testing and comparative estimation of different construction parameters operating member's structures. The stand consists of the frame 7, on which the generator 1 (d.c. engine 4ПФ112LB504) is mounted on the turning plate 3, which is bolted by the screw joints 2 and 4 to the guiding channel 6. The guiding channel is fixed to the frame 7 and its fitting in the given position is provided by the bolt joint 5. Besides, the stand is provided with the three-phase induction asynchronous motor 10 (AIP90L4Y3), which is mounted on the displaceable plate. Investigated SOM 8 is fixed on the motor output shafts 1 and 10 by means of either the flanged joints or the flanged joints and the safety clutch 9.

За величиною кута закручування визначають жорсткість гвинтового робочого органу та величину зносу елементів секцій ГРО.

З метою визначення крутильної жорсткості гвинтових спіралей, впливу радіуса кривини на надійність роботи спіралей, виявлення найбільш небезпечних зон в конструкціях елементів ГРО при перевантаженнях, використовувався експериментальний стенд, який зображено на рис. 2. Він призначений для статичних, динамічних і ресурсних випробувань та порівняльної оцінки конструкцій робочих органів з різними конструктивними параметрами. Стенд складається з рами 7, на якій закріплений генератор 1 (двигун постійного струму 4ПФ112LB504) на поворотній плиті 3, яка за допомогою пари болтових з'єднань 2 і 4 кріпиться до направляючого швелера 6. Направляючий швелер закріплений до рами 7, а його фіксація в заданому положенні забезпечується болтовим з'єднанням 5. Також стенд містить трьохфазний асинхронного електродвигун (AIP90L4Y3) 10, який закріплено на пересувній плиті. Досліджуваний гвинтовий робочий орган 8 за допомогою фланцевих з'єднань і запобіжної муфти 9 встановлений на вихідних валах електродвигунів 1 і 10.

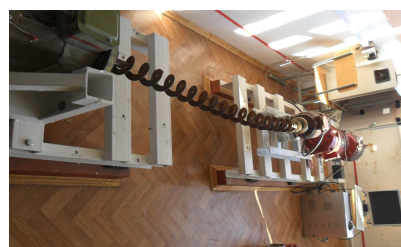
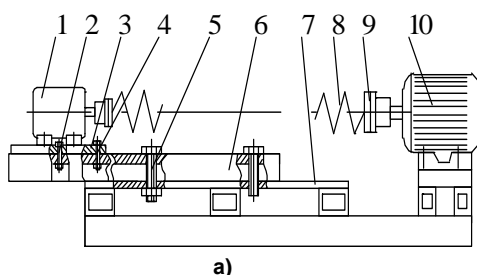


Fig. 2 - Stand for investigations of the screw spirals torsion rigidity / Стенд для дослідження крутильної жорсткості гвинтових спіралей
a) scheme / схема; b) general view / загальний вигляд

Investigations of the screw spirals torsion rigidity, taking advantage of this stand, are carried out as follows. The investigated object 8 is placed on the generator 1 and motor 10 shafts and the necessary spiral curvature radius is set with the help of the displaceable plate. As the motor can be displaced in the longitudinal and transversal directions different length and configuration spirals can be tested on this stand. Then is run follows PC connection to the power supply source (Fig. 2) and software PowerSuit for tuning of Altivar 7.1 series transformers frequency. Frequency of the motor rotation was controlled automatically from 0 till 1460 rev/min. Besides, smooth and sharp starting and reversing were performed, if needed. The generator (d.c. motor 4ПФ112LB504) worked as the brake, which was operating with the separate excitation to make the required loading on the investigated object possible. That is why the current comes from the stabilize to the (laboratory automatic transformer), where its regulation (U-const) to the required value ($I=0.4A$) is carried out and then through the rectifier (diode bridge) it is transferred to the generator stator excitation winding. Accordingly the excitation winding current changes the generator loading current (resultant generator magnetic field) and, thus, the generator consumption power is changed. Exact data on the rotation frequency on the motor shaft (error within $\pm 1,5\%$) is recorded, taking advantage of the motor shaft rotation frequency meter (E40S6-10Z4-6L-5), which is connected to the motor rotor.

Since operation characteristics of any elevator flexible operating member are determined by the radius of its bending, this parameter specifies the level of the production effectiveness of such transporting member. The value of the radius of bending is to be known while their designing for the loads transporting along the curvilinear routes, the designer being able to provide required technological capabilities of the device and purposefulness of its application. To find this parameter one should follow the calculation scheme presented in Fig. 3.

The value of bending of the screw operating member under absolute rigidity according to the required linear sizes is equal to its general linear length. According to the calculation scheme the relation between the bending length and the screw element radius is:

$$l_{bend} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{bend}}{180} \quad (1)$$

The radius of bending can be expressed by the distance between the device bended operating member ends due to L parameter. According to the calculation scheme the radius of bending equals [9]:

$$R_{bend} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (2)$$

where L – linear distance between the screw elements ends; α – angle of bending of the screw element sections.

Дослідження крутильної жорсткості гвинтових спіралей з використанням стенду проводяться наступним чином. Дослідний об'єкт 8 поміщають на валах генератора 1 і електродвигуна 10 і за допомогою пересувної плити здійснюють необхідне встановлення радіусу кривизни спіралі. У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна у поперечному та повздовжньому напрямі на даному стенді можна випробовувати спіралі різноманітної довжини і конфігурацій. Далі проводиться підключення до електромережі ПК (рис.2) та запускається програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar 7.1. Частота обертання електродвигуна регулювалася в автоматизованому режимі від 0 до 1460 об/хв. Також при потребі використовувались плавні і різкі пуски та реверсування. Генератор (двигун постійного струму 4ПФ112LB504) виконував роботу гальма, який працював з незалежним збудженням для можливості створення необхідного навантаження на дослідному об'єкті. Тому із стабілізатора струму поступає на ЛАТР, де проводиться його регулювання (U-const) до необхідної величини ($I = 0.4A$), а далі через випрямляч (діодний міст) подається на обмотку збудження статора генератора. Відповідно струмом обмотки збудження змінюється струм навантаження генератора (результуюче магнітне поле генератора) і, тим самим, змінюється споживана потужність генератора. Точні дані про частоту обертання на валу двигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксуються за допомогою датчика частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5), який підключено до ротора двигуна.

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згину, то даний параметр визначає і рівень технологічності такого транспортуючого органу. Значення радіуса згину необхідно для того, щоб при їх проектуванні з криволінійними трасами переміщення вантажів, змішувачів, проєктант міг забезпечити відповідні технологічні можливості пристрою та й доцільність його застосування. Для визначення вище згаданого параметра звернемося до розрахункової схеми наведеної на рис. 3.

Величина згину гвинтового робочого елемента, за умови абсолютної жорсткості по відповідних лінійних розмірах, рівна його загальній лінійній довжині. Згідно розрахункової схеми співвідношення між довжиною згину і радіусом гвинтового елемента:

Радіус згину можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L. Згідно розрахункової схеми радіус згину рівний [9]:

де L – лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента; α – кут згину кут згину секцій гвинтового елемента.

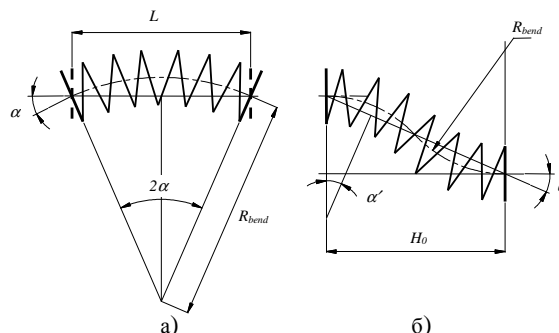


Fig. 3 - Calculation scheme for finding the radius of bending for the elevator flexible screw member / Розрахункова схема для визначення радіуса згину гнучкого гвинтового елемента транспортера: a) bending rout along the radius / згинна траса по радіусу; b) bending rout along the curve / згинна траса по кривій

Having substituted the values of equality (2) in the dependence (1), the value of the elevator screw operating member bending length will be obtained:

$$l_{bend} = \frac{\pi L \alpha}{180^\circ \sin \alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\sin \alpha} \quad (3)$$

In the case of two bending paths, the radius of bending is worthy being determined from the dependence:

$$R_{z.p.} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4)$$

The length of bending (linear length of the screw operating member) is found from the dependence:

$$l_{bend} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha \quad (5)$$

However, such important parameter as the angle of bending of the elevator sections α is still unknown. To find this parameter and the dependence of the angle of bending of the flexible screw operating member on the other structural parameters, one should take advantage of the calculation scheme presented in Fig. 4. Thus, to find the analytical dependencies, which are used to calculate the angle of bending of one section relatively the other one, we should consider Δabc , according to which [9]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ac} = \frac{D_B - d_B - 2s}{B} \quad (6)$$

where: D_B – outside diameter of the elevator sections bushes;
 d_B – diameter of the joint rolls,
 s – thickness of bushes
 B – width of bushes.

Підставивши значення рівності (2) в залежність (1), отримаємо значення довжини згину гвинтового робочого органу транспортера:

У випадку двох траєкторій вигину (рис. 3 б), радіус згину доцільно визначати з залежності:

Довжину вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента) визначається з залежності:

Проте залишається невідомим такий важливий параметр, як кут згину секцій транспортера α . Для встановлення даного параметра, а також залежності радіуса згину гнучкого гвинтового робочого органу транспортера від інших конструктивних параметрів, звернемось до розрахункової схеми, представлені на рис. 4. Так, для встановлення аналітичних залежностей, які використовуються для розрахунку кута згину секцій однієї відносно другої, розглянемо Δabc , згідно якого [9]:

де D_B – зовнішній діаметр втулок секцій транспортера;
 d_B – діаметр з'єднуючих валиків;
 s – товщина втулок;
 B – ширина втулок.

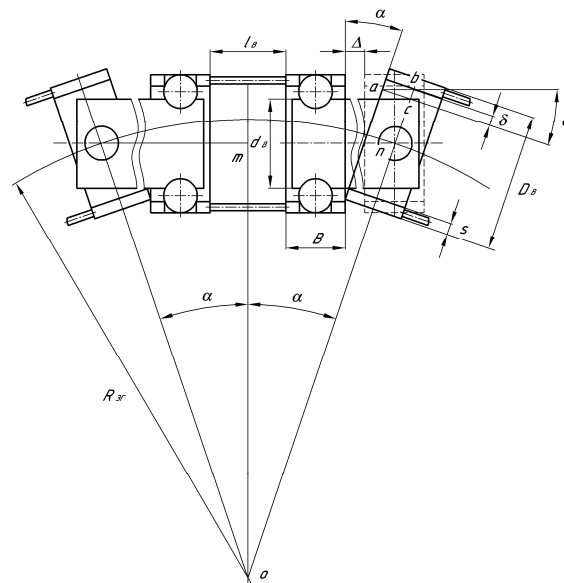


Fig. 4 - Calculation scheme for finding the minimal radius of bending for the screw sectional operating members elevator /
 Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

To find the angle of bending let us consider Δomn . According to the calculation scheme, presented in Fig. 4, the radius of bending R_{bend} will equal:

$$R_{bend} = on = \frac{mn}{\sin \alpha} \quad (7)$$

According to the calculation scheme the value mn equals:

$$mn = l_B / 2 + B + \Delta + B / 2, \quad (8)$$

where l_B – distance between the bushes in one section;
 Δ – gap between the adjacent sections.

Для визначення радіуса згину розглянемо Δomn . Згідно розрахункової схеми, представлені на рис. 4 радіус згину $R_{ЗГ}$ буде рівний:

Згідно розрахункової схеми величина mn рівна:

де l_B – відстані між втулками в одній секції;
 Δ – зазор між сусідніми секціями.

Taking into account equations (6) and (8), the dependence (7), which determines the minimal radius of bending of the sectional elements elevator operating members, will look like:

$$R_{bend} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)} \quad (9)$$

RESULTS AND DISCUSSION

Special stand equipment was used for the operating life testing of the strain-strength characteristics of the flexible sectional SOM (Fig. 2). At the beginning of the operating life testing measuring of the angle twist of the sectional SOM with the hinged joint (Fig 9, a) and safety joint (Fig. 9, b) on the stand for testing the angle of twisting of sectional SOM were carried out. The next stage was operating life testing (under loading) on the stand for investigation of the strain-strength characteristics of the screw spirals (Fig. 6). After preliminary found equal periods of time (10 hours) repeated measuring of the angle of twisting of the sectional SOM on the stand were carried out to investigate the angle of twisting of sectional SOM. In Fig. 5 graphic dependencies of the radius of bending value change of the screw conveyer on the construction parameters of the sectional elements, are presented.

З врахуванням рівностей (6) і (8) залежність (7), яка визначає мінімальний радіус згину робочого органу транспортера з секційними елементами, буде мати вигляд:

РЕЗУЛЬТАТИ

Для дослідження деформаційно-силових характеристик гнучких секційних ГРО при випробуванні на ресурс використовувалось спеціальне стендове обладнання (рис.2). На початку ресурсних випробувань проводились заміри кута закручування секційних ГРО з шарнірним з'єднанням (рис. 9.а) та запобіжним з'єднанням (рис. 9.б) на стенді для дослідження кута закручування секційних ГРО. Наступним етапом було проведення ресурсних випробувань (під навантаженням) на стенді для дослідження деформаційно-силових характеристик гвинтових спіралей (рис. 6). Після наперед встановлених рівних проміжків часу (10 год.) проводились повторні заміри кута закручування секційних ГРО на стенді для дослідження кута закручування секційних ГРО. На рис.5 наведено графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів.

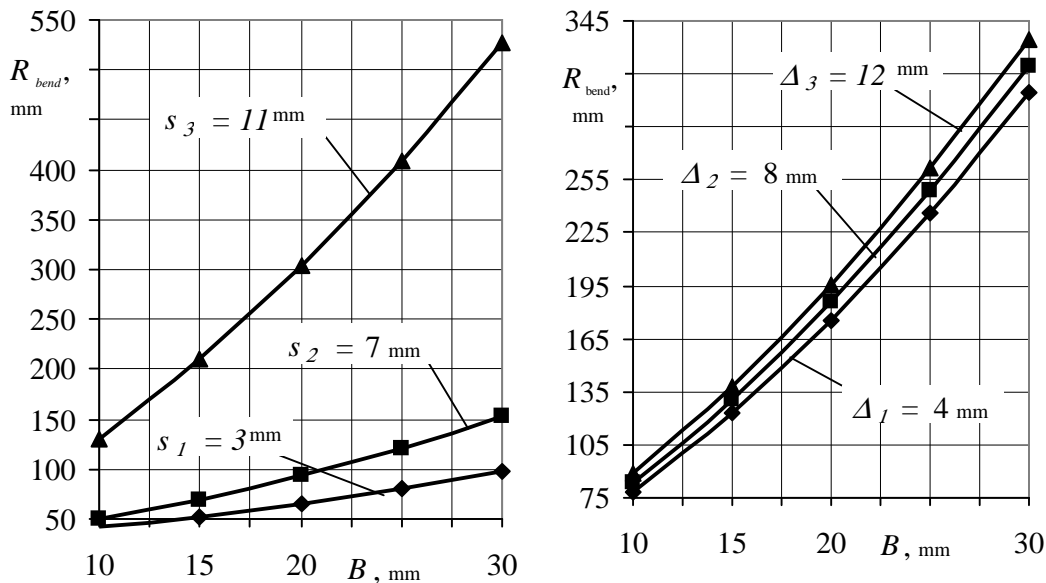


Fig. 5 - Graphical dependencies of the radius of bending value change of the screw conveyer on the construction parameters of the sectional elements / Графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів

According to the embodiment of the working body of the ratio between the angular velocities master and slave sections for a full rotation will be:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos(\arctg(D_B - d_B - 2s)/B)}{1 - \sin^2(D_B - d_B - 2s)/B} \quad (10)$$

Analyzing the obtained graphical dependencies (Fig. 5) of the flexible screw conveyer radius of bending change on the construction parameters of the operating members sections, one can conclude, that the thickness of the bush S together with the width of the bushes B is of sufficient affect on this value. Thus, when the value S is increased within 3..11 mm and B equals 10; 15; 20; 25; 30 mm under constant value $D_B=60\text{mm}$; $d_B=45\text{mm}$; $l_B=50\text{mm}$; $\Delta=10\text{mm}$, the radius of curvature increases within 41,4...125,5 mm and 95,1...531,6 mm, that is, in 3,2...5,8 times. Thus, sufficient limitation of the device technological capabilities

Відповідно до конструктивного виконання робочого органу співвідношення між кутковими швидкостями ведучої і веденої секції за повний оберт складатиме:

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 5) зміни радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секцій робочих елементів, можна зробити висновок, що визначальний вплив на дану величину має товщина втулки s у поєднанні з шириною втулок B. Так при збільшенні значення s в межах 3..11 мм і B = 10; 15; 20; 25; 30 мм при постійних значеннях $D_B = 60\text{ mm}$; $d_B = 45\text{ mm}$; $l_B = 50\text{ mm}$; $\Delta = 10\text{ mm}$ відбувається збільшення радіуса вигину в межах 41,4...125,5 мм і 95,1...531,6 мм або ж у 3,2..5,8 рази. Тобто, відбувається значне обмеження технологічних можливостей пристрою, оскільки радіус згину

occurs, as the radius of bending must be minimal. Under similar data of these construction parameters, but while changing the gap size between the adjacent sections Δ within 4...12 mm, the radius of bending varies within 76,3..314,1; 90,4..336,5 mm. According to the investigations the device with the less width of the bush sections will be more production effective, as under similar productivity and operating life time of operation will take less manufacturing areas.

As the result of the carried out investigations it was found, that the angle of twist for the sectional SOM with the hinged and safety joints (SOM length $L=2m$) did not exceed 90° . Before the operating life testing the angle of twist for the investigated sectional SOM did not exceed $3,20$. At the initial stage of the operating life testing (after 10 hours of operation) the angle of twist for both sectional SOM has increased sharply, which can be caused by the wearing out of some screw construction elements. Further its increase was slowed down and stabilization was observed.

In Fig. 6 dependencies of the sectional SOM angle of twist on the operating time are presented (turn diameter – 96 mm, section length – 130 mm, SOM length – 2 m, loading on SOM – 12 Hm, frequency of rotation – 426 rev/min under radius of bending – $R_{bend} = \min$ and under the straight SOM – $R_{bend} = 0$).

повинен бути мінімальним. При аналогічних значеннях даних конструктивних параметрів, але при зміні величини зазору між сусідніми секціями Δ в межах 4...12 мм коливання числового значення радіуса згину знаходиться в межах 76,3..314,1; 90,4..336,5 мм. Згідно досліджень, більш технологічним буде пристрій з меншою шириною втулок секцій, оскільки при однакових показниках продуктивності та ресурсу напрацювання буде потребувати під час експлуатації менших виробничих площ.

У результаті проведених досліджень було встановлено, що кут закручування для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднанням (довжина ГРО $L = 2$ м) не перевищував 90 . Перед початком проведення ресурсних випробувань кут закручування для досліджуваних секційних ГРО не перевищував $3,20$. На початковій стадії ресурсних випробувань (після 10 годин експлуатації) кут закручування для обох секційних ГРО різко зростає, що можна пояснити притиранням окремих елементів конструкції шнеків, а далі спостерігалось уповільнення його росту і стабілізація.

На рис. 6 представлені залежності кута закручування секційних ГРО від часу експлуатації (діаметр витка – 96 мм; довжина секції – 130 мм; довжина ГРО – 2 м; навантаження на ГРО – 12 Нм; частота обертання – 426 об/хв при радіусі згину – $R_{зг} = \min$ та при прямому ГРО – $R_{зг} = 0$).

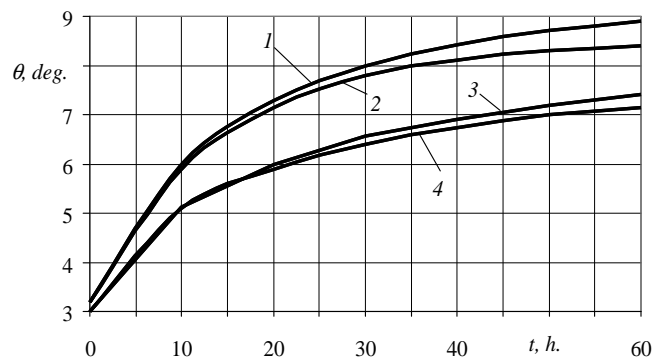


Fig. 6 - Dependence of the sectional SOM angle of twist on the operating time /
Залежність кута закручування секційних ГРО від часу експлуатації:

1 – with the hinged joint under $R_{bend} = \min$ / з шарнірним з'єднанням при $R_{зг} = \min$; 2 – with the safety joint under $R_{bend} = \min$ / з запобіжним з'єднанням при $R_{зг} = \min$; 3 – with the hinged joint under $R_{bend} = 0$ / з шарнірним з'єднанням при $R_{зг} = 0$; 4 – with the safety joint under $R_{bend} = 0$ / з шарнірним з'єднанням при $R_{зг} = 0$; 4 - з запобіжним з'єднанням при $R_{зг} = 0$

Angular acceleration of the master section for a uniform rotation of the slave unit is expressed by relation:

$$\beta_2 = \alpha_1^2 \frac{\sin^2(\arctg \frac{D_B - d_B - 2s}{B}) \cos(\arctg \frac{D_B - d_B - 2s}{B}) \sin 2\alpha}{(1 - \sin^2(\frac{D_B - d_B - 2s}{B}) \sin^2 \alpha)^2} \quad (11)$$

Accordingly, coefficient of irregularity rotation of the slave section:

$$k = \operatorname{tg}(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2s}{B})) \sin(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2s}{B})) \quad (12)$$

Torque at an intermediate section is determined from the relationship:

$$T_{n.c.} = T \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\arctg(\frac{D_B - d_B - 2s}{B})) \cos^2 \alpha} \quad (13)$$

where T – torque that acts on slave section.

As a result was built graphical dependence (Fig. 7, Fig. 8) in analysis of which we can conclude that they are close to the straight line of law distribution.

Кутове прискорення ведучої секції при рівномірному обертанні веденої ланки виражається залежністю:

Відповідно коефіцієнт нерівномірності обертання веденої секції:

Крутий момент на проміжній секції визначають з залежності:

де T - момент, що діє на ведучу секцію.

За результатами побудовано графічні залежності (рис.7, рис. 8) з аналізу яких можна зробити висновок, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу.

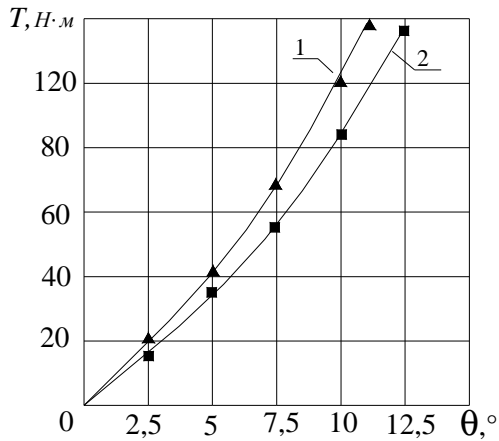


Fig. 7 - The dependence of the torque T from the angle of twisting θ working unit for one section: 1 - $l = 100$ mm, 2 - $l = 130$ mm /
Залежність крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для однієї секції: 1 - $l = 100$ мм, 2 - $l = 130$ мм

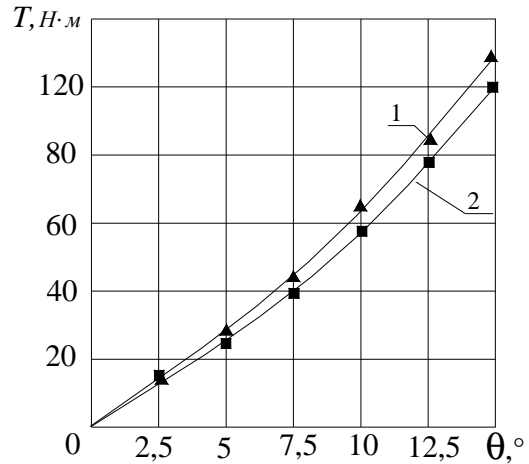


Fig. 8 - The dependence of the torque T from the angle of twisting θ working unit for two section: 1 - $l = 100$ mm, 2 - $l = 130$ mm /
Залежність крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для двох секцій: 1 - $l = 100$ мм, 2 - $l = 130$ мм

As seen from (Fig. 7 and Fig. 8.) that the increase the length of the section naturally leads to a proportional increase in the maximum angle of twist and hinge joint almost have no effect on the amount of strain, as its stiffness is much higher than the stiffness of the section. Found that maximum torque T_{max} that results to a breakdown the section of working unit is much larger than the torque required for handling bulk cargo by designed working unit at maximum working height of handling and minimal radius of curvature of pipeline.

Basing on the presented calculations screw sectional elements operating members were designed and manufactured, which are presented in Fig. 9. The results of the carried out investigations testify that the period of running-in in the idle regime of the sectional SOM must be carried out in order to provide the fitting of some construction elements, which should be followed by the maintenance inspection.

The developed models of the sectional elements screw elevator operating member can be widely applied in the food processing branches of industry, agriculture, as well as in technological processes of mechanized loading of mineral fertilizers, seeds and grains due to the improved technological capabilities while decreasing the radius of its bending and raising reliability as the result of the improved construction.

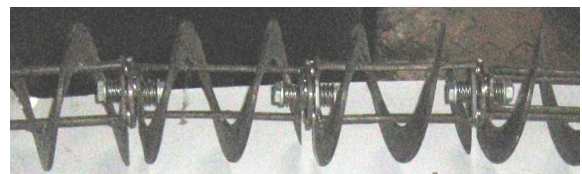
Як видно з (рис. 7 і рис. 8.) , що при збільшенні довжини секції природньо веде до пропорційного збільшення максимального кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість набагато вища від жорсткості самої секції.. Встановлено, що максимальний крутний момент T_{max} , який призводить до зламу секції робочого органу значно більший ніж крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів розробленим робочим органом при максимальній висоті перевантаження та мінімальному радіусі кривини магістралі.

На основі вище наведених розрахунків спроектовано та виготовлено гвинтові робочі органи з секційними елементами, які зображено на рис.9. Результати проведених випробувань свідчать, що для секційних ГРО необхідно проводити цикл обкатки у холостому режимі з метою забезпечення притирання окремих елементів їх конструкції, а також після цього проводити технічний огляд.

Розроблені моделі гвинтового робочого органу транспортера з секційними елементами може мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловостей, сільського господарства, а також у технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінного матеріалу та зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок зменшення радіуса його згину і підвищеній надійності завдяки вдосконаленій конструкції.



a)



b)



Fig. 9 - Sectional screw operating members with / Секційні гвинтові робочі органи з: а) hinged joints / шарнірним з'єднанням; б) safety joints / запобіжним з'єднанням

CONCLUSIONS

1. Construction stand for investigation of the sectional operating members angle of twist has been developed. Dangerous radii of the spiral curvature and critical loadings, which cause the SOM fracture, have been found. The effect of different construction parameters (section length and diameter) on their operating life characteristics, has been determined. Comparative testing of different types SOM samples, have been carried out.
2. Basing on the carried out investigations analytical dependencies for finding the radius of bending of the sectional flexible screw conveyer, depending on the sections construction parameters, have been derived.
3. Graphical dependencies of the change of radius of bending value of the sectional operating member on the sectional elements construction parameters have been found. The change of the minimal radius bending is affected by the turn thickness comparatively with its width, the angle of bending for the sectional SOM with hinged and safety joints (SOM length = 2m) does not exceed 90°.

REFERENCES

- [1]. Owen, P.J. and Cleary, P.W. (2009) - "Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM)", Powder Technology, 193(3), P. 274-288.;
- [2]. J. W Fernandez, P. W. Cleary, W. Bride. (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.;
- [3]. 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, P. 927-930;
- [4]. 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 Volume 8, Issue 3-4 PART 1, July, P. 494-499.
- [5]. Hrigoriev A.M. (1972) - Screw conveyers. Mashynostrojenije, - 286p., Moscow;
- [6]. Gevko B.M. co-authors. (1993) - Mechanisms with screw devices. High school, - 205 p., Lviv;
- [7]. Gevko B.M. Rohatynsky R.M. (1989) - Screw feeding mechanisms of agricultural machines. High school, 175p., Lviv;
- [8]. Gevko I.B. (2008) - Screw transporting-technological mechanisms. Calculation and designing. TNTU, - 307 p., Ternopil;
- [9]. Gevko B.M., Lyashuk O.L., Hevko I.B., Drahan A.P., Novosad I.Y. (2008) - Technological bases of special profile screw parts shaping. SMP "Тайп", 367p., Ternopil;
- [10]. Leschuk R.J. (2003) - Interpreting of design-power parameters of the sectional screw mechanisms operating members. Dissertation for the scientific degree of Candidate of sciences (engineering), 19p., Lviv;
- [11]. Gevko I.B., Komar R.B., Leschuk R.Y., Novosad I.Y. (2005) - Patent №18401. Ukraine. Screw operating member of juice-extruder. Digest №7, 4p.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена конструкція стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів і в процесі досліджень на даному стенді виявляли небезпечні радіуси кривизни спіралей і критичні навантаження, які спричиняють руйнування ГРО, встановлювали вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також проводили порівняльні випробування різних типів дослідних взірців ГРО.
2. На основі приведених досліджень виведено аналітичні залежності для визначення радіуса згину секційного гнучкого гвинтового конвеєра в залежності від конструктивних параметрів секцій.
3. Встановлено графічні залежності зміни величини радіуса згину гвинтового секційного робочого органу від конструктивних параметрів секційних елементів. На зміну мінімального радіуса згину впливає товщина втулки в порівнянні з її шириною і кут закручування для секційних ГРО з шарнірним та запобіжним з'єднанням (довжина ГРО L = 2 м) не перевищував 90.

БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Owen, P.J. and Cleary, P.W. (2009) - "Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM)", Powder Technology, 193(3), P. 274-288.;
- [2]. J. W Fernandez, P. W. Cleary, W. Bride. (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.;
- [3]. 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, P. 927-930;
- [4]. 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 Volume 8, Issue 3-4 PART 1, July, P. 494-499.
- [5]. Григорьев А.М. (1972) - Винтовые конвееры. Машиностроение., - 286 с., Москва;
- [6]. Gevko B.M. та ін. (1993) - Механізми з гвинтовими пристроями. Вища школа, -205 с., Львів;
- [7]. Gevko B.M., Рогатынский Р.М. (1989) - Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Выща школа, - 175 с., Львов;
- [8]. Gevko I.B. (2008) - Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання. ТДТУ ім. Івана Пулюя, - 307с., Тернопіль;
- [9]. Gevko B.M., Ляшук О.Л., Gevko I.B., Драган А.П., Новосад І.Я. (2008) - Технологічні основи формування спеціальних профільних гвинтових деталей - СМП "Тайп", 367с., Тернопіль;
- [10]. Лещук Р.Я. (2003) - Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових механізмів. Автореф. Канд. Техн. Наук. -Львів, - 19 с.;
- [11]. Gevko I.B., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я. (2005) - Патент №18401. Україна. Гвинтовий робочий орган соковитискача. Бюл. №7, - 4 с.