

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСА ЗГИНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З СЕКЦІЙНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Запропоновано нове конструктивне виконання робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами. Виведено аналітичні залежності для визначення мінімального радіуса згину в залежності від конструктивних параметрів.

Умовні позначення

- $R_{зг}$ - радіус згину гвинтового елемента;
- L - лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента;
- α - кут згину секцій гвинтового елемента;
- D_B - зовнішній діаметр втулок секцій транспортера;
- d_B - діаметр з'єднуючих валиків;
- S - товщина втулок;
- B - ширина втулок;
- l_B - відстані між втулками в одній секції;
- Δ - зазор між сусідніми секціями.

Одним з перспективних напрямків підвищення надійності і розширення технологічних можливостей гвинтових транспортуючих пристроїв, які мають широке застосування у технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінневого матеріалу та зібраних зернових культур, є виготовлення робочих органів таких пристроїв у вигляді окремих гвинтових секцій з шарнірно-кульковими елементами.

Теорія визначення конструктивних параметрів транспортерів з секційними робочими органами розглянута в працях [1, 2, 3]. Основний недолік гнучкого робочого органу розглянутих конструкцій полягає в тому, що при роботі на криволінійних трасах радіус кривизни є досить великим, тому конструкція має обмежені технологічні властивості.

Тому метою наших досліджень є розробка гвинтових секційних робочих органів транспортерів з розширеними технологічними можливостями за рахунок зменшення радіуса згину з одночасним вдосконаленням їх конструкції.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки "Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі" на 2002-2005 роки.

Запропонований нами гнучкий гвинтовий секційний робочий орган конвеєра (рис.1) виконано у вигляді окремих секцій гвинтових спіралей 1 довжиною 1,5... 2 кроки, до внутрішніх поверхонь яких з двох торців жорстко прикріплені втулки 2 зовнішніми діаметрами. Внутрішні торцеві поверхні втулок жорстко з'єднані між собою прутками 3, діаметри яких є меншими від товщини втулки 2. Останні, в свою чергу, жорстко закріплені до внутрішніх поверхонь гвинтової спіралі 1 і втулок 2 та прутків 3 є паралельні між собою. У втулках однієї гвинтової спіралі з радіальне протилежними діаметрами перпендикулярно до осі секції виконано наскрізні отвори 4, осі яких є співвісні і паралельні між собою. В цих отворах 4 встановлені кульки 5 з можливістю кругового повертання, які є у взаємодії з лунками 6, виконаними в шарнірних з'єднаннях 7 сусідніх секцій. У сусідніх секціях аналогічні отвори виконані у втулках 2, в які встановлені кульки 5 в перпендикулярних площинах з можливістю повертання сусідніх секцій одна відносно іншої під кутом в процесі їх обертання на криволінійних трасах. Зверху втулки 2 жорстко закриті циліндричними ковпачками 8.

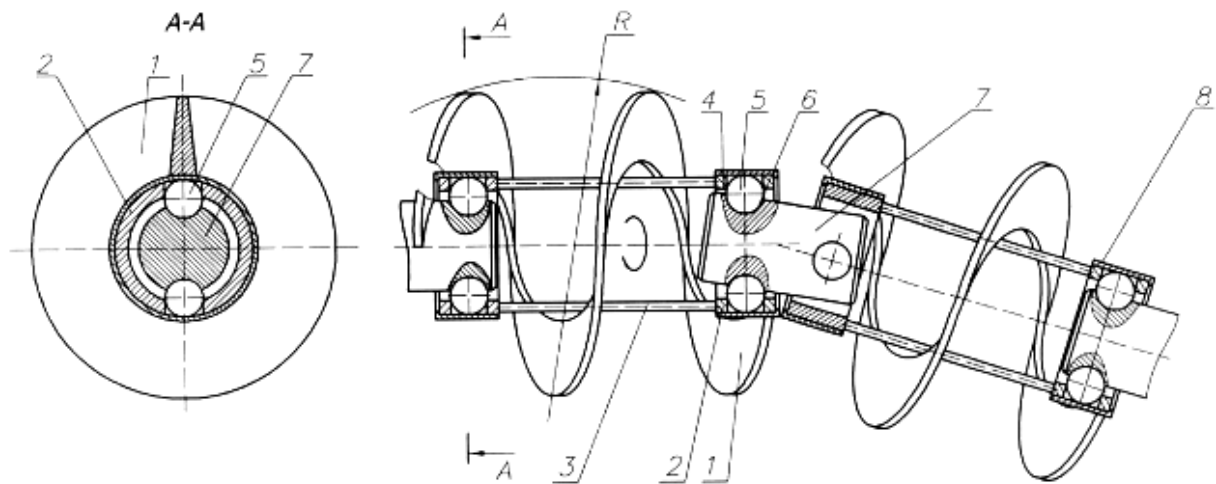


Рис. 1. Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу транспортера

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згину, то даний параметр визначає також і рівень технологічності такого транспортуючого органу. Значення радіуса згину необхідне також для того, щоб при проектуванні транспортерів з криволінійними трасами переміщення вантажів, змішувачів або соковитискачів проєктант міг забезпечити відповідні технологічні можливості пристрою і доцільність застосування робочого органу певного конструктивного виконання. Для визначення вище згаданого параметра звернемось до розрахункової схеми, наведеної на рис. 2.

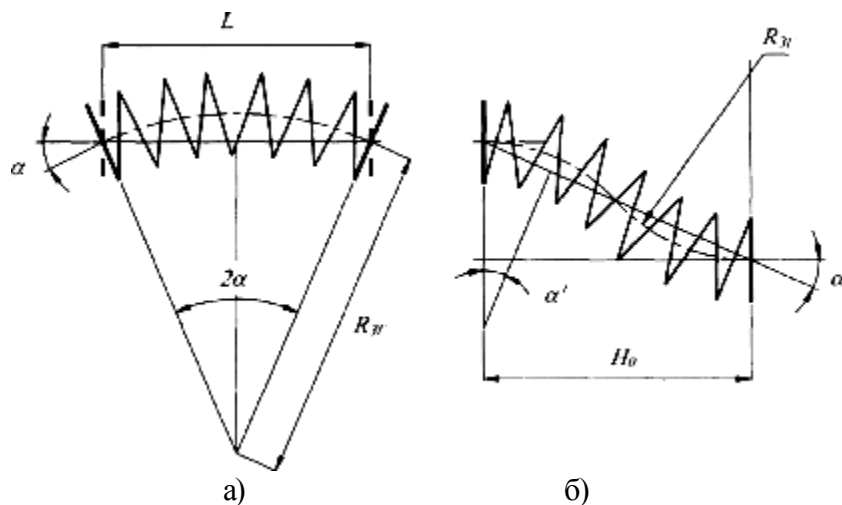


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення радіуса згину гвинтового елемента транспортера:
а) згинна траса по радіусу; б) згинна траса по кривій

Величина згину гвинтового робочого елемента, за умови абсолютної жорсткості по відповідних лінійних розмірах, є рівною його загальній лінійній довжині. Згідно з розрахунковою схемою співвідношення між довжиною згину і радіусом гвинтового елемента

$$l_{3Г} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{3Г}}{180^\circ}, \quad (1)$$

де $R_{3Г}$ - радіус згину гвинтового елемента.

Радіус згину можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L . Згідно з розрахунковою схемою радіус вигину рівний

$$R_{3\Gamma} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (2)$$

де L - лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента;

α - кут згину секцій гвинтового елемента.

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

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

У випадку двох траєкторій вигину (рис. 2б)

$$R_{3\Gamma.P} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

відповідно довжина вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента)

$$l_{3\Gamma} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha. \quad (5)$$

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, поданої на рис. 3.

Так, для встановлення аналітичних залежностей для розрахунку кута згину секцій одна відносно другої розглянемо $\Delta a, b, c$, згідно з яким

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

де D_B - зовнішній діаметр втулок секцій транспортера;

d_B - діаметр з'єднуючих валиків;

s - товщина втулок;

B - ширина втулок.

Для визначення радіуса згину розглянемо Δomn згідно з розрахунковою схемою, поданою на рис. 3. Відповідно радіус згину $R_{3\Gamma}$ дорівнює

$$R_{3\Gamma} = on = \frac{mn}{\sin \alpha} \quad R_{3\Gamma} = on = \frac{mn}{\sin \alpha}. \quad (7)$$

Відповідно до розрахункової схеми величина mn дорівнює

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

де l_B - відстані між втулками в одній секції;

Δ - зазор між сусідніми секціями.

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

$$R_{3\Gamma} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)}. \quad (9)$$

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 4) 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 $D_B= 60$ мм; $d_B= 45$ мм; $l_B= 50$ мм; $\Delta = 10$ мм відбувається збільшення радіуса вигину в межах 42,4...130,5 мм і 98,1...527,6 мм або ж у 3,1... 5,6 рази.

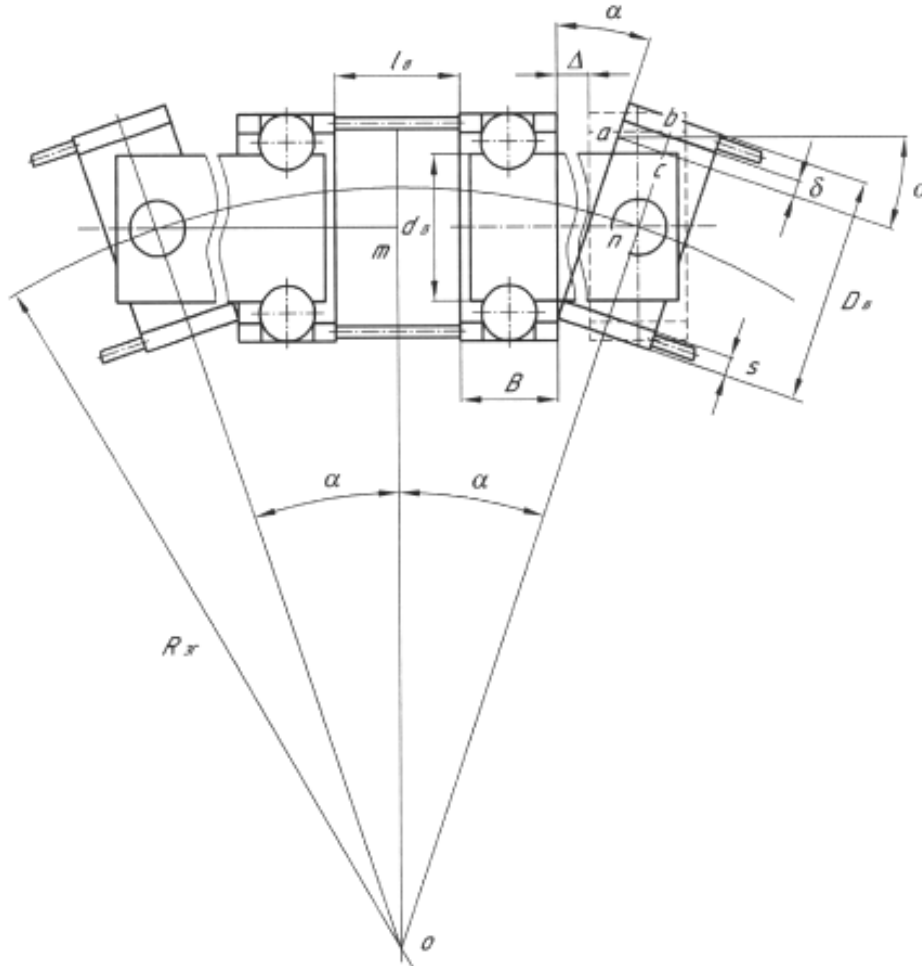


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

Тобто відбувається значне обмеження технологічних можливостей пристрою, оскільки радіус згину повинен бути мінімальним. Відповідно при аналогічних значеннях даних конструктивних параметрів, але при зміні величини зазору між сусідніми секціями Δ в межах 5...15 мм коливання числового значення радіуса згину знаходиться в межах 78,3...304,1; 89,4...334,5 мм. Відповідно більш технологічним буде пристрій з меншою шириною втулок секцій, оскільки при однакових показниках продуктивності і ресурсу напрацювання буде потребувати під час експлуатації менших виробничих площ.

На рис.4 наведені залежності зміни радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів.

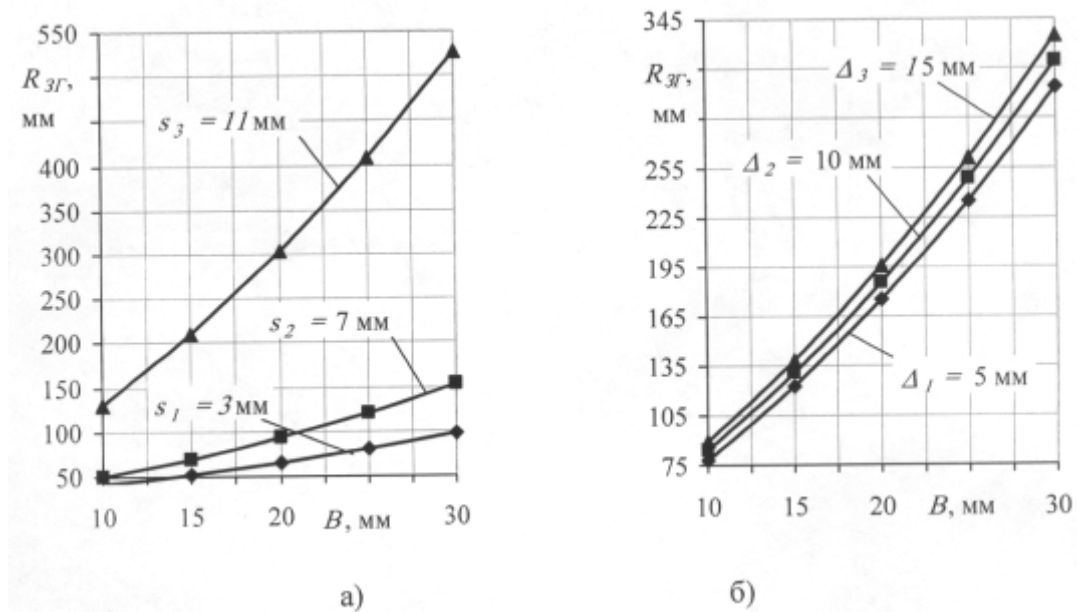


Рис. 4. Графічні залежності зміни радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів: а) при різній товщині втулки; б) при різному зазорі між сусідніми секціями

На основі вище наведених розрахунків спроектовано і виготовлено гвинтовий робочий орган з секційних елементів, який зображено на рис. 5.

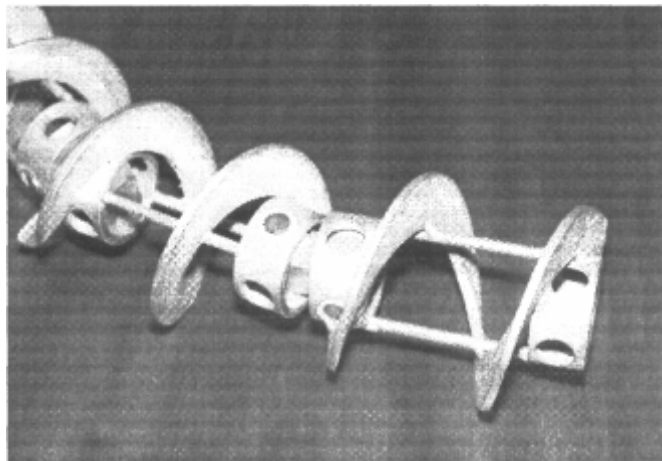


Рис. 5. Гвинтовий секційний робочий орган конвеєра

Розроблена модель 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, насіннєвого матеріалу та зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок зменшення радіуса його згину і підвищеній надійності завдяки вдосконаленій конструкції.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Запропоновано нове конструктивне виконання гнучкого гвинтового робочого органу, виготовленого з секційних елементів.
2. Виведено аналітичні залежності для визначення мінімального радіуса згину траси з гвинтовими секційними робочими елементами в залежності від величини окремих елементів розмірного ланцюга.
3. Дані практичні рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів гвинтових робочих органів гвинтових конвеєрів.

The developed model of flexible spiral working organ from sectional elements. The analytical to dependence changes of radius of bend of route of transporting is detecting

Література

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины.-М.: Высшая школа, 1985. -412 с.
2. Иванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини.-К.: Вища школа, 1993, - 414 с.
3. Гевко Б.М., Лещук Р.Я., Мельник С.М. Визначення конструктивних параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра //Машинознавство.-1999, №7.-С.48-50.
4. Лещук Р.Я., Гевко Р.Б. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра. Деклараційний патент №32020А, Бюл. № 7-І, 2000 р.

Одержано 26.02.2005 р.