

УДК. 621.867.42

І.Вовк¹, Р.Лещук²

¹ Тернопільська академія народного господарства

² Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СЕКЦІЙНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗМІШУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

В статті наведено нову конструктивну схему секційного робочого органу змішувального транспортера, виконаного на базі плоских похилих ребер. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів робочого органу, на основі графічного аналізу встановлено межі його раціональних параметрів.

Транспортування сипких матеріалів з одночасним змішуванням кормових добавок забезпечує підвищення ефективності механізованих процесів в сільськогосподарському виробництві. Дані процеси доцільно використовувати в кормороздавачах на фермах, коли з одного бункера, що має різні секції з компонентами сумішей, корми одночасно змішуються і транспортуються до зони роздачі.

Як показав аналіз відомих досліджень, найбільш ефективно дані процеси можна здійснювати гнучкими гвинтовими конвеєрами (ГГК), які характеризуються високими мобільними характеристиками [1,2]. Однак при роботі конвеєрів на криволінійних ділянках гвинтові спіралі, що виконані із суцільних смуг, швидко руйнуються внаслідок знакозмінних циклічних навантажень. Це суттєво знижує довговічність робочих органів, що стримує їх широке впровадження у виробництво.

Одним з перспективних напрямків підвищення експлуатаційних характеристик ГГК є виконання робочого органу у вигляді окремих секцій, які шарнірно зв'язані між собою [3]. Як показали експериментальні дослідження, застосування традиційних пар тертя у зонах з'єднання секцій суттєво підвищують надійність робочих органів конвеєрів [4].

Однак при виготовленні секцій таких робочих органів постала ще одна проблема, яка пов'язана із складністю виготовлення гвинтової секційної спіралі. Застосування методу суцільного навивання смуги на ребро є нераціональним, оскільки в подальшому необхідно калібрувати спіраль, розрізати її на секції, здійснювати проточування

бокових поверхонь для уникнення пошкоджень краями шнека еластичного кожуха. Дані операції є досить складними і трудомісткими в технологічному плані, що призводить до збільшення собівартості конвеєра.

Виготовлення гвинтових секцій з одинарним кроком шляхом вирубання на штампі кільцевих заготовок з подальшим їх розтягуванням у виток не забезпечує точного формування країв спіралі, що призводить до виникнення заторів при транспортуванні сипких матеріалів.

Одним з нових напрямків вдосконалення робочих органів транспортерів-змішувачів, виконаних на базі шарнірних секцій, є застосування замість гвинтових спіралей плоских похилих до осі обертання ребер, які прикріплені до циліндричного валу-основи. Такі ребра доцільно виконувати методом штампування листового матеріалу з подальшим приварюванням до циліндричного валу.

Завданням теоретичного розрахунку є виведення таких аналітичних залежностей взаємозв'язку між конструктивними параметрами похилого плоского ребра, зовнішнім діаметром циліндричного валу і внутрішньою поверхнею гнучкого еластичного кожуха, при яких ребро повністю охоплюватиме вал, а проекція його зовнішньої поверхні в напрямку осі обертання валу буде колом. Схема для розрахунку конструктивних параметрів похилого ребра, закріпленого на циліндричному валу, зображена на рис.1. Для визначення параметрів розгортки похилого ребра, розташованого під кутом α до торцевої поверхні валу, уявимо, що переріз валу здійснюється суцільною площиною.

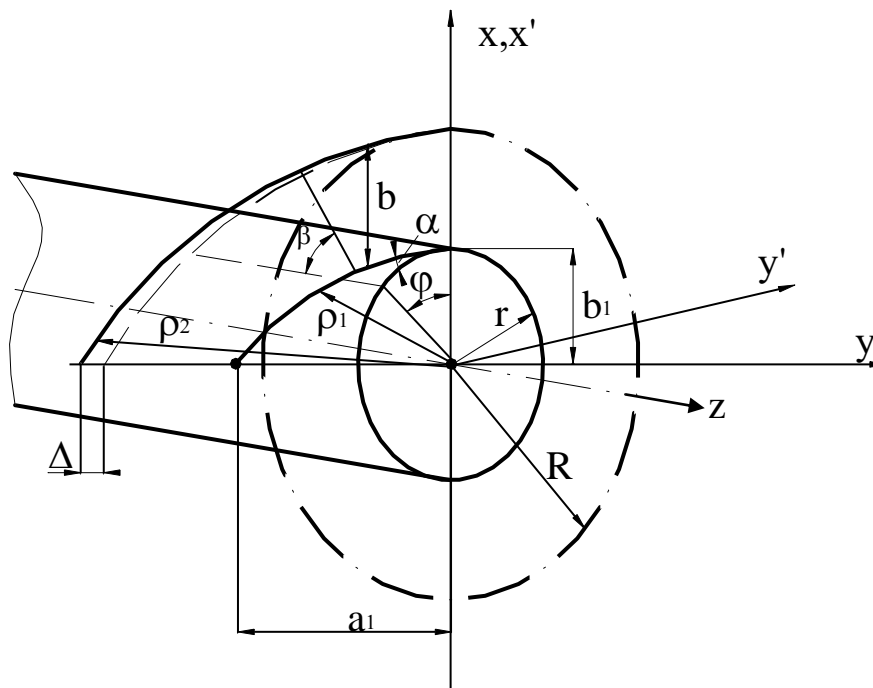


Рис.1. Схема для розрахунку параметрів похилого ребра, закріпленого на циліндричному валу

При перетині січною площиною циліндричного валу під певним кутом α до його торцевої площини в перерізі отримуємо еліпс.

В загальному вигляді рівняння еліпса записується

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (1)$$

де a та b – піввісі еліпса.

Для поверхні, яку перетинає внутрішня кромка похилого плоского ребра, піввісь b_1 рівна r , а піввісь a_1 визначається через залежність

$$a_1 = \frac{r}{\cos \alpha}, \quad (2)$$

де α – кут нахилу похилого ребра до торцевї поверхні вала;
 r – радіус вала.

З врахуванням $b_l = r$ і рівняння (2) залежність (1) запишеться у вигляді

$$x_1^2 \cos^2 \alpha + y_1^2 = r. \quad (3)$$

Для спрощення процесу побудови розгортки похилих смуг, а також аналізу розташування текучого кута їх нахилу β до центральної осі вала перейдемо до полярних координат. У цьому випадку $x_l = \rho_1 \cos \varphi$, $y_l = \rho_1 \sin \varphi$, де φ - текучий кут у торцевій площині вала.

Підставляючи дані виразу у рівняння (3), отримаємо

$$\rho_1^2 \cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \rho_1^2 \sin^2 \varphi = r, \quad (4)$$

звідки

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{r^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}}, \quad (5)$$

Задаючи конкретні значеннями r і α , а також підставляючи текучий кут φ в межах від 0° до 90° , можна побудувати внутрішню кромку похилого ребра.

Аналогічним чином здійснюється побудова зовнішньої кромки похилого ребра за формулою

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}}, \quad (6)$$

де R – радіус обертання зовнішньої кромки похилого ребра.

Ширина похилого ребра визначається залежністю

$$b = \rho_2 - \rho_1 = \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}} - \sqrt{\frac{r^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}}, \quad (7)$$

Оскільки в площині торцевої поверхні ширина ребра рівна $R-r$, то кут нахилу β ребра до центральної осі циліндричного вала визначається з рівняння

$$\cos \beta = \frac{R-r}{b}. \quad (8)$$

З урахуванням рівняння (7), отримаємо

$$\beta = \arccos \left(\frac{R-r}{\sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}} - \sqrt{\frac{r^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}}} \right);$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha + \sin^2 \varphi}}} \right), \quad (9)$$

У випадку застосування секцій з бочкоподібною поверхнею обертання, висота ребер, які розташовані на торцевих поверхнях секцій в проекції на площину $OX'Y'$, повинна бути рівна $R-r-\Delta$, де Δ - висота перепаду між центральною та боковою поверхнями обертання, які визначаються їх радіусами.

Тоді більша піввісь еліпса такого ребра рівна

$$a = \frac{R - \Delta}{\cos \alpha}. \quad (10)$$

Використовуючи рівняння (1) та перехід до полярних координат, отримаємо

$$\frac{\rho_2 \cos^2 \varphi \cos^2 \alpha}{(R - \Delta)^2} + \frac{\rho_2^2 \sin^2 \varphi}{R^2} = 1, \quad (11)$$

Тоді ρ_2 визначається через залежність

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\cos^2 \varphi \cos^2 \alpha}{(R - \Delta)^2} + \frac{\sin^2 \varphi}{R^2} \right)}}, \quad (12)$$

При цьому ρ_1 визначається за формулою (5), а висота ребра рівна $b = \rho_2 - \rho_1$.

За результатами аналізу виведених аналітичних залежностей побудовані графіки зміни радіуса внутрішньої кромки розгортки ρ_1 і ширини ребра b від текучого кута φ (рис.2). Графічні залежності побудовані при таких постійних величинах: b_1 ; ρ_{11} – $r=15$ мм; $\alpha=30^\circ$; $R=36$ мм; b_2 ; ρ_{12} – $r=20$ мм; $\alpha=40^\circ$; $R=36$ мм; b_3 ; ρ_{13} – $r=18$ мм; $\alpha=30^\circ$; $R=50$ мм; b_4 ; ρ_{14} – $r=24$ мм; $\alpha=40^\circ$; $R=50$ мм.

З аналізу даних залежностей можна встановити, що в межах від 0° до 20° , а також від 50° до 90° ширина ребра b і радіус внутрішньої кромки розгортки ρ_1 змінюються несуттєво. Найбільш різка зміна спостерігається в діапазоні $\varphi = 20^\circ \div 50^\circ$. Це дозволяє зробити висновок, що доцільно застосовувати плоскі ребра з дзеркальним відображенням відносно вертикальної осі в межах від 0° до 20° (повний діапазон 180°), оскільки сектори ребер з кутовим кроком до 20° виготовляти не раціонально як з точки зору їх виготовлення (велика кількість), так із точки зору їх складання.

На основі наведених залежностей для різних габаритних розмірів секцій робочого органу можна побудувати розгортки заготовок для виготовлення плоских гвинтових ребер.

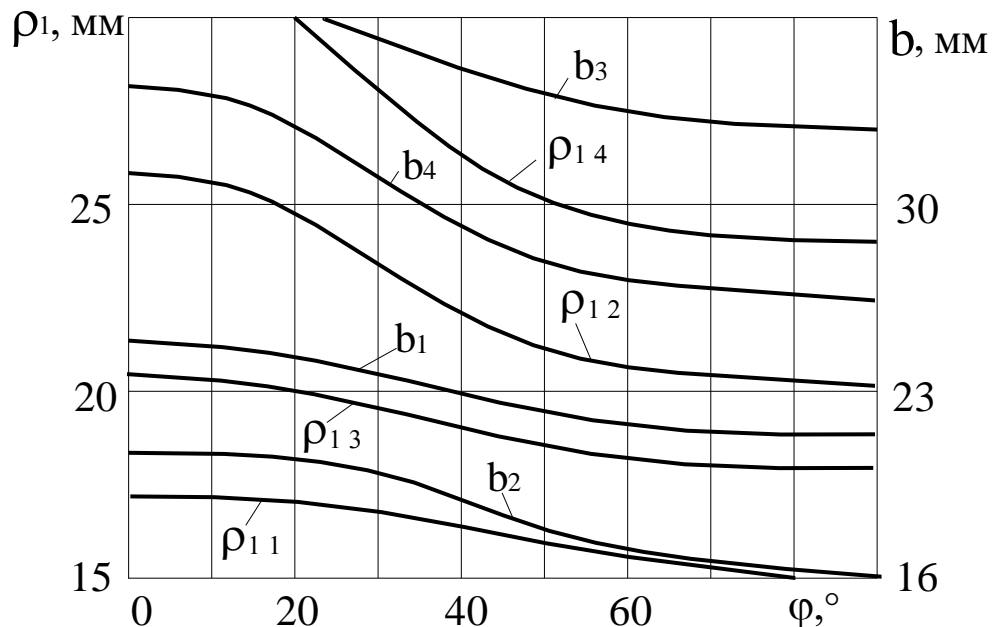


Рис. 2 Залежності зміни радіуса внутрішньої кромки розгортки ρ_1 і ширини ребра b від поточного кута φ

На рис.3 показані графічні залежності зміни кута нахилу похилого ребра β до поверхні вала в залежності від текучого кута φ . Встановлено, що в межах від 40° до 90° залежності мають явно виражений лінійний характер, а в межах від 0° до 40° – криволінійний.

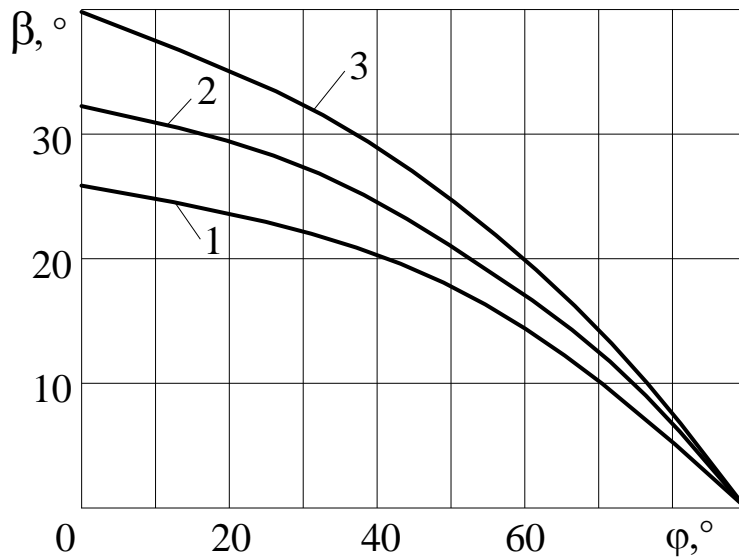


Рис. 3. Залежності зміни кута нахилу похилого ребра β від поточного кута φ .
 1 – $\alpha = 30^\circ$; 2 – $\alpha = 35^\circ$; 3 – $\alpha = 40^\circ$;

Причому на даному етапі кут β зростає менш активно, ніж в попередньому. З цього також можна зробити висновок, що при виготовленні гвинтових ребер вони повинні мати сектор, рівний 180° , оскільки різке зростання кута β починається від його вертикального положення, а на краях кут β є більш стабільним.

На рис.4 показана розгортка похилого плоского ребра, яка може бути виготовлена методом штампування.

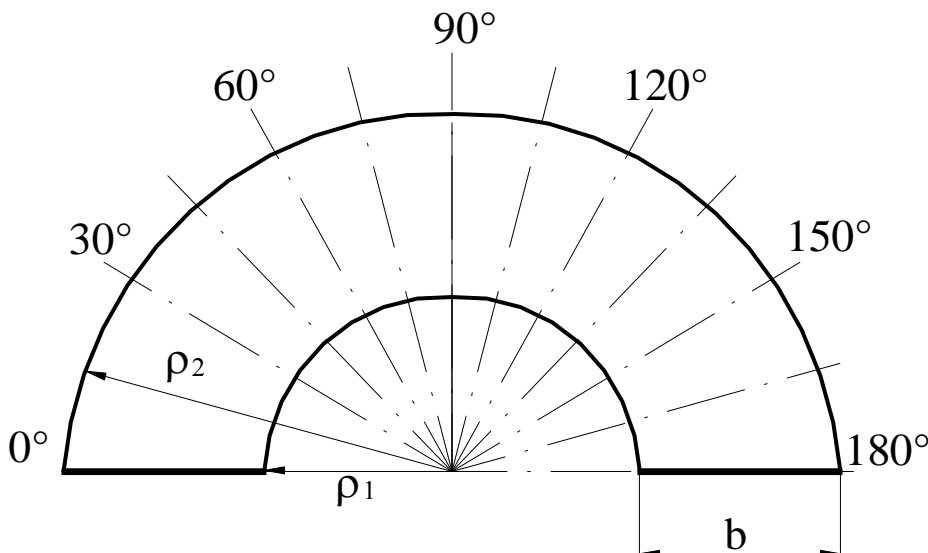


Рис. 4. Розгортка похилого ребра при: $r = 24$ мм; $\alpha = 30^\circ$; $R = 50$ мм.

Виведені аналітичні залежності дають змогу розраховувати конструктивні параметри розгорток похилих ребер для різних типорозмірів робочих органів під стандартизовані гумово-кордові шланги з внутрішнім діаметром 50; 75; 100 мм.

Таким чином, запропонована конструкція в технологічному плані є найбільш

прийнятною в порівнянні з відомими і забезпечує стабільні типорозміри секцій транспортера-змішувача при низькій собівартості його виготовлення.

The new constructive scheme of mixing transporter working body developed on the basis of flat inclined ribs is given in the article. The analytical dependences for the determining of the constructive parameters of working body are developed. Its rational parameters limits are defined on the basis of a graphic analysis.

Література

1. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Выща школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176с.
2. Гевко Б.М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. – Львів:Світ, 1993. – 208с.
3. Б.Гевко, Р. Лещук, С. Мельник. Визначення конструктивних параметрів шарнірного робочого органа гвинтового конвеєра. -Львів: Машинознавство, 1999.- №7. -С. 48-50.
4. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". - Вип. 4. -Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998. -С. 34-36.

Одержано 19.04.2002 р.