

УДК 631

Р.Б.Гевко<sup>1</sup>, І.О.Павлова<sup>2</sup><sup>1</sup>Тернопільський державний економічний університет<sup>2</sup>Луцький національний технічний університет

## **ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ СЕКЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

*У статті наведена методика вибору раціональних параметрів елементів пружних шарнірних з'єднань секції робочого органу гвинтового конвеєра. Наведено приклад розрахунку параметрів гвинтової секції для найбільш розповсюджених умов використання, а також визначено значення залежностей радіуса кривини траєкторії конвеєра від величини кута нахилу лунки  $\alpha$ .*

Виконання робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів у вигляді шарнірно з'єднаних секцій суттєво підвищує довговічність таких конструкцій у порівнянні із суцільними спіралями, які швидко руйнуються через циклічні деформації. Однак існуючі схеми шарнірних секцій спіралей шнеків мають спільний недолік, а саме відсутність пружних механізмів стискання елементів передачі крутного моменту між сусідніми секціями. Це призводить до появи зазорів між парами тертя, величина яких збільшується по мірі зростання терміну експлуатації конвеєра, внаслідок виникнення ривків при вмиканні робочого органу.

Для усунення даного недоліку розроблений робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра [1], конструктивною особливістю якого є виконання основи гвинтових секцій у вигляді торцевих шайб, з'єднаних між собою повздовжніми прутками, на яких закріплене гвинтове ребро.

Для вибору раціональних конструктивних параметрів запропонованого робочого органу розроблена методика вибору раціональних параметрів елементів кулькових шарнірних з'єднань гвинтових секцій складається з трьох етапів.

1. В залежності від мінімального радіуса кривини робочого органу визначають конструктивні параметри кулькового шарнірного з'єднання.

2. Проводять розрахунок силових параметрів елементів зачеплення, який полягає у визначенні співвідношення осьових

зусиль стискання секцій і динамічним крутним моментом, що забезпечуватиме гарантоване обертання робочого органу без розмикання кулькових елементів зачеплення.

3. Проводять перевірочний розрахунок максимальних контактних напружень на поверхнях елементів зачеплення з умови міцності.

Якщо умова міцності не буде виконуватись, то потрібно зробити повторний розрахунок, змінюючи при цьому параметри, які забезпечують зниження контактних напружень для забезпечення виконання умови міцності.

Для прикладу проведемо розрахунок параметрів кулькових шарнірних з'єднань гвинтових секцій робочого органу, який транспортуватиме матеріал у найбільш розповсюджених гумово-армованих кожухах із внутрішнім діаметром 100 мм. При цьому приймались реальні межі зміни параметрів, виходячи з типорозміру робочого органу.

Аналізуючи матеріали [2] можна констатувати, що домінуючого впливу на радіус кривини розташування робочого органу надає величина зміщення поверхонь шайб відносно центра кульок  $\delta$ . На величини крутного моменту, а також контактних напружень в елементах з'єднань найбільший вплив має кут нахилу лунок (результати досліджень).

*Методика розрахунку згідно першого етапу.* Оскільки у визначених діапазонах зміни конструктивних параметрів такі параметри елементів шарнірного зачеплення, як висота виступу бокових поверхонь шайб над кулькою ( $H$ ), радіус кульки ( $r$ ) і довжина гвинтової секції ( $L$ ) не мають суттєвого впливу на величину радіуса кривини робочого органу то задамо їх конкретними значеннями:  $H = 4$  мм;  $r = 7$  мм;  $L = 120$  мм. Тоді застосовуючи аналітичні залежності для визначення кута  $\varphi$  і радіуса кривини  $R_k$  [2], а також підставляючи вище зазначені числові значення для  $H$ ,  $r$  і  $L$  отримуємо спрощену систему рівнянь для визначення величини  $R_k$ :

$$\begin{cases} R_k = \frac{2\delta + 120}{2\operatorname{tg}(\varphi/2)} \\ \varphi = \arcsin\left(\frac{\delta(1 + \cos\varphi)}{4 + \sqrt{49 - \delta^2}}\right) \end{cases} \quad (1)$$

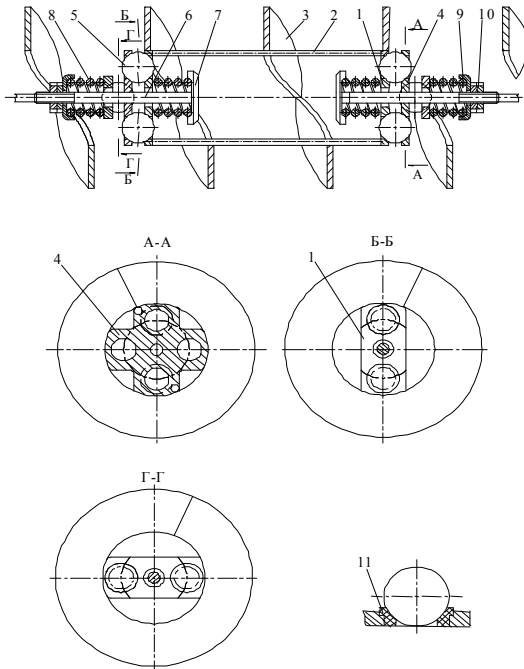


Рис. 1. Конструктивна схема робочого органу гвинтового конвеєра:  
 1-натискна шайба; 2-прутик; 3-гвинтове ребро; 4-проміжна шайба;  
 5-кулька; 6-центральный стержень; 7-фланець; 8-пружина; 9-  
 натискна шайба; 10-гайка; 11-антифрикційна втулка

Попередньо, числовими методами, визначаємо значення кута  $\varphi$  при відповідній величині  $\delta$ , а далі розраховуємо значення  $R_k$  при аналогічній величині  $\delta$ . Результати розрахунків зведені в табл.1. Таким чином, задаючись мінімальним радіусом кривих розташування технологічні магістралі, в залежності від умов транспортування визначають величину  $\delta$ .

*Методика розрахунку згідно другого етапу.* Враховуючи те, що в процесі передачі крутного моменту кульки не повинні виходити з конічних лунок торцевих шайб навіть при роботі конвеєра в критичних умовах, то при розрахунку крутного моменту застосовуємо аналітичну залежність для визначення його початкового значення  $T_0$ , яка наведена в табл.1[2].

Таблиця 1.

Значення залежностей радіуса кривини магістралі від величин  $\delta$  і  $\varphi$ 

$\varphi$	5,2136	7,83	10,45	13,09	15,76	18,445	21,15	23,9055	26,691
$\delta$	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5
$R_k$	1328,94	887, 51	667, 05	533, 86	444, 36	380,35	331,9	294,05	263,43

Застосовуючи базову формулу  $T_0 = RC\delta_0/\text{tg}\alpha'$  (табл. 1[2], де  $\alpha'$  – сумарний кут нахилу лунки із врахуванням кута тертя) нормальну силу  $P$  можна представити у вигляді такої залежності

$$P = \frac{C\delta_0}{\sin\alpha'} = \frac{T_0}{R\cos\alpha'}. \quad (2)$$

Попередньо, задаючись необхідним значенням крутного моменту, який потрібний для транспортування сипких матеріалів в залежності від довжини робочої магістралі, характеру її розташування, типу матеріалу і коефіцієнту заповнення ним гнучкого кожуха визначають нормальну складову  $P$ . Для вище прийнятих постійних значень параметрів  $H$ ,  $r$  і  $L$  з конструктивних міркувань компоновання шарнірів величину  $R$  доцільно вибирати в межах 14...16мм.

Зростання кута  $\alpha'$ , при інших постійних параметрах, призводитиме до зростання умовного радіуса лунки  $R$  в площині дії нормальної сили  $P$  і відповідно до збільшення максимальних контактних напружень. Тому кут  $\alpha'$  доцільно мінімізувати і його значення вибирати в межах  $20^0...25^0$ .

Визначивши нормальну силу  $P$  далі розраховують параметри пружини, а саме її жорсткість  $C$  і величину попереднього натягу  $\delta_0$ .

Для розробленого робочого органу необхідна величина крутного моменту має бути помножена на відповідне значення коефіцієнта динамічності [3].

*Методика розрахунку згідно третього етапу.* Встановлено, що максимального впливу на величину контактних напружень  $\sigma$ , які виникають на площинах елементів зачеплення, надає зростання

умовного радіуса кривини  $R$  лунки в напрямку дії нормальної сили  $P$ . В той же час на величину радіуса  $R$  максимальний вплив має кут нахилу лунки  $\alpha$ , зростання якого спричиняє зростання величини  $R$ . Оскільки інтенсивність впливу параметра  $\delta$  на величину  $R$  і відповідно  $\sigma$  є незначною і має зворотній характер в порівнянні з кутом  $\alpha$ , однак має суттєвий вплив на мінімальний радіус кривини магістралі  $R_k$ , то проведемо розрахунки для змінних параметрів  $\alpha$  і  $\delta$ .

На основі вище викладених міркувань радіус кульки, приймаємо 7 мм, кут  $\alpha$  вибираємо в межах  $20^0 \dots 25^0$ , а величину  $\delta$  – в межах 1,0...1,5 мм. При розрахунках величини  $R$  приймалися комбінації крайніх значень параметрів в зазначених межах.

На основі розрахунків [4], отримані наступні результати, які представлені в табл. 2.

Таблиця 2.

Значення залежностей радіуса кривини  $R$  від величин  $\alpha$  і  $\delta$

$\alpha', ^\circ$	$\delta, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\psi^\circ$	$\alpha$	$\beta$
20	1	7,267	21,70	3,62	0,42
20	1,5	7,173	17,66	3,85	0,38
25	1	7,557	30,37	2,72	0,98
25	1,5	7,375	25,42	3,17	0,45

З аналізу табл. 2 можна стверджувати, що мінімальні значення  $R$  і відповідно  $\sigma_{\text{max}}$  спостерігаються при куті нахилу лунки  $\alpha = 20^0$ .

Оскільки зростання величини  $\delta$  спричиняє зменшення абсолютного значення  $R$ , то раціональними можна вважати параметри:  $r = 7$  мм;  $\alpha = 20^0$ ;  $\delta = 1,5$  мм. При цьому значення  $R$  становитиме 7,173 мм, а величина максимальних контактних напружень при нормальній силі  $P = 1000$  Н не перевищуватиме 1500 МПа.

Така величина допустимих контактних напружень для низьковуглецевих сталей, які піддаються зварюванню, є критичною, а тому її подальше зростання призводитиме до невиконання умови міцності.

**Висновки:** Таким чином, для передачі більших крутних моментів однозначним є зростання нормальної і відповідно колової сили, що супроводжуватиме підвищення контактних напружень. В цьому випадку, при застосуванні низько вуглецевих сталей, в зонах контакту виникатимуть певні деформації у вигляді сфероподібних лунок, що з однієї сторони призводитиме до збільшення площ контакту і, відповідно, зменшення контактних напружень. Однак виникнення таких деформацій супроводжуватиметься послабленням пружного зв'язку і, відповідно, появою додаткових зазорів між витками пружин. Тому, при підборі пружин необхідно передбачити додатковий попередній натяг пружин, зникнення якого не впливатиме на працездатність робочого органу і виключить можливість виходу кульок із зачеплення з лунками, а також їх відносне ковзання в процесі роботи.

Іншим методом підвищення допустимих контактних напружень є застосування хіміко-термічної обробки поверхонь лунок при виготовленому каркасі.

Однак найбільш прийнятним способом вирішення даної проблеми є застосування антифрикційних втулок, поз. 11 (рис.1) і виготовлені з поліамідів армованих скляним волокном. Така схема зачеплення є найбільш прийнятною з точки зору мінімізації контактних напружень, а пари тертя метал-пластмаса ефективно працюють в абразивних середовищах.

1. Пат. 60583А Україна МКП7 В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра /Павлова І.О. Заявка - №2003010121; Заявл. 03.01.2003; Опубл. 15.10.2003. Бюл. №10. - 3 с.
2. Павлова І.О., Вітровий А.О. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу//Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 8. – Тернопіль: ТДТУ, 2003.- С.44-49.
3. 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. Випуск 13. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005. – С. 137-146.
4. 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.

**Гевко Р.Б., Павлова И.А. Инженерная методика проектирования секционных рабочих органов винтовых конвейеров.** *В статье приведена инженерная методика расчета и проектирования конструктивных элементов рабочего органа. Представлены упрощенные аналитические зависимости и табличные данные для определения рациональных параметров разработанного рабочего органа.*

**Gevko R.B., Pavlova I.A. Engineering methodology of designing of hinged labour body of a screw conveyor.** *In the article possibility of engineering methodology of calculation and designing of hinged screw sections and elements of their joints has been worked out.*