

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЙЄРА

А.О.Вітровий, аспірант, Р.Б.Гевко, к.т.н., доцент

Одним з шляхів підвищення довговічності робочих органів гнучких гвинтових конвейєрів для механізованого завантаження в польових умовах міндобриз, насінневого матеріалу та зібраних зернових культур є виготовлення робочого органу у вигляді окремих гвинтових секцій з шарнірно-кульковими елементами передачі крутного моменту.

Принципова схема компоновки елементів передачі крутного моменту зображена на рис. 1. Її конструктивною особливістю є розташування на тросі 1 циліндричних втулок 2 із зовнішнім радіусом R , між якими діаметрально в лунках встановлені пари кульок 3 радіусом r . Осі, що з'єднують центри пар кульок між сусідніми втулками зміщені на 90° , що забезпечує їх бокове коливання в різних площинах. Втулки стиснуті між собою за допомогою регульованої пружини 4. На кожній з втулок закріплюють гвинтові лопатки (на рис.1 не зображено), які в гнучкому кожуху переміщують сипучий матеріал в зону вивантаження.

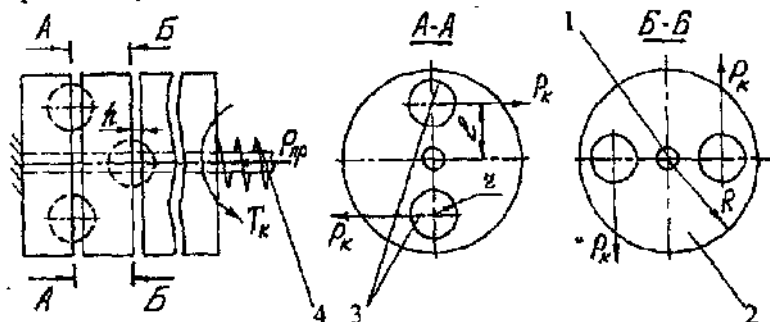


Рис. 1. Принципова схема компоновки елементів передачі крутного моменту

Метою кінестатичного аналізу такого робочого органу є встановлення закономірностей впливу конструктивних параметрів вузлів з'єднання гвинтових секцій, а також механізму їх стискування на

величину передачі крутного моменту робочим органом і його радіуса транспортування по криволінійних трасах.

Конове зусилля $P_{\text{к}}$, яке забезпечує передачу крутного моменту (рис.1), діє по центру кульок на віддалі "1" від осі тросу. Від деформації пружини в осьовому напрямку на втулки діє осьова сила $P_{\text{пр}}$.

Оскільки при завантаженні силучих матеріалів в бункери машин оператор може значно деформувати гнучкий кожух, то одним з важливих питань є визначення впливу конструктивних параметрів робочого органу на його максимальний радіус кривизни $R_{\text{к}}$, при якому технологічний процес виконується.

На рис. 2 зображена схема розташування суміжних втулок при їх паралельному розташуванні, та максимальному боковому зміщенні на величину кута φ , на якій позначено: B – ширина втулки; h – відстань між втулками; $R_{\text{к}}$ – максимальний радіус кривизни робочого органу; R – радіус втулок.

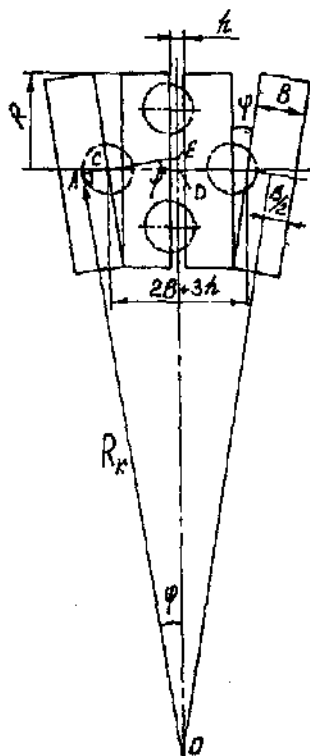


Рис. 2. Схема розташування суміжних втулок при їх паралельному розташуванні та максимальному боковому зміщенні

Оскільки осі, що з'єднують пари кульок між сусідніми втулками розташовані у взаємоперпендикулярних площинах, то відповідно сусідні втулки не можуть провертатись одна відносно одної в площині, що проходить через центри кульок, з якими вони взаємопов'язані. При цьому наступні (в осьовому напрямку) пари втулок провертаються на максимально можливий кут повороту φ (рис.2).

Для визначення аналітичної залежності максимального радіусу кривизни R_k робочого органу від його конструктивних параметрів розглянемо трикутники OAE і CDE.

З трикутника CDE:

$$CE = \frac{B + 3h/2}{\cos \varphi} \quad (1)$$

Тоді катет трикутника OAE рівний

$$AE = \frac{B}{2} + \frac{2B + 3h}{2 \cos \varphi}, \quad (2)$$

відповідно R_k визначається за залежністю

$$R_k = \frac{AE}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{B \cos \varphi + 2B + 3h}{2 \cos \varphi \operatorname{tg} \varphi} = \frac{B(2 + \cos \varphi) + 3h}{2 \sin \varphi} \quad (3)$$

Оскільки в залежність (3) входить максимальний кут повороту втулок φ , який функціонально зв'язаний з конструктивними параметрами робочого органу залежністю $\varphi = \arcsin(h/R)$, то в кінцевому варіанті отримаємо аналітичну залежність для визначення R_k .

$$R_k = \frac{R \left[B \left(2 + \cos \left(\arcsin \left(\frac{h}{R} \right) \right) \right) + 3h \right]}{2h} \quad (4)$$

За результатами досліджень на ЕОМ залежності (4) побудовані графіки (рис. 3) функціонального зв'язку $R_k = f(R; B; h)$, які можуть бути застосовані при оптимізації конструктивно-технологічних параметрів даного робочого органу.

Для встановлення аналітичної залежності крутного моменту, який передає робочий орган від його конструктивних параметрів, звернемося до розрахункової схеми на рис. 4.

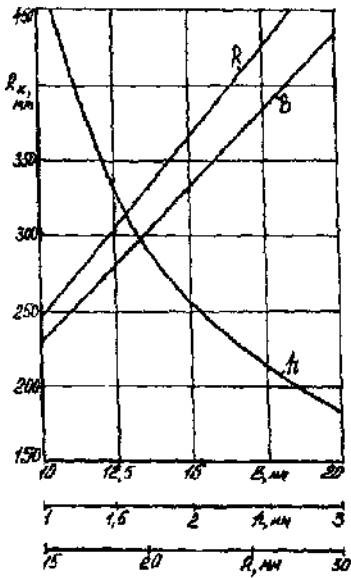


Рис. 3. Залежності максимального радіуса кривизни робочого органа від його конструктивних параметрів

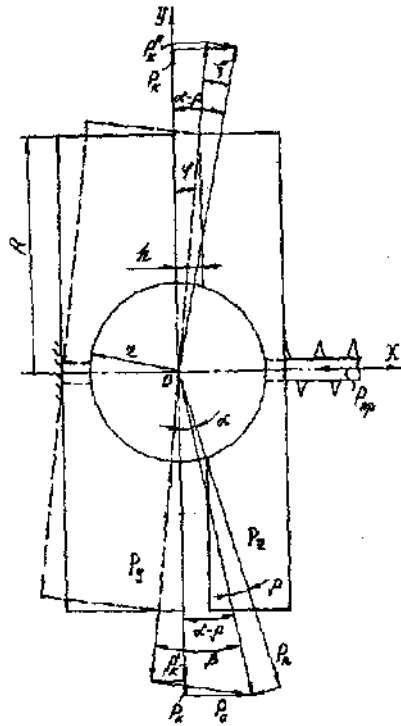


Рис. 4. Схема сил в парі зачеплення суміжних втулок

У випадку, коли втулки розташовані паралельно, круглий момент визначається із залежності [1]:

$$T = \frac{P_0 l}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}, \quad (5)$$

де l – плече передачі круглого моменту (відстань від центру втулки до центру кульок); P_0 – осьова сила, яка в даному випадку рівна силі пружини $P_{sp} = c\Delta$ (c – жорсткість пружини; Δ – величина

попереднього натягупружини) α - кут розташування нормальної сили P_n від взаємодії кулька - лунка; ρ - кут тертя в парі кулька - лунка.

Виражаючи кут α через конструктивні параметри елементів зачеплення ($\alpha = \arcsin(h/2)$), крутний момент рівний:

$$T = \frac{c\Delta l}{\operatorname{tg}\left(\arcsin\left(\frac{h}{2}\right) - \rho\right)} \quad (6)$$

Однак, при провертанні втулок одна відносно одної (на рис.4 провернена втулка зображена штриховою лінією) величина колового зусилля P_k на кожному з елементів зачеплення буде різною, відповідно P_k^I і P_k^{II} (P_k^{II} - колове зусилля, яке виникає на діаметрально розташованій кульці до зображеної на рис.4, що пояснює рис.1). Це пов'язано з тим, що при зміщенні втулок одна відносно одної на кут φ , в різних парах зачеплення, нормальна сила P_n розташовується до центральної осі робочого органу із зміщенням на кут $\pm \xi$.

Для встановлення величини колового зусилля P_k^I , з векторного розташування сил визначимо P_z

$$P_z = \frac{P_0}{\sin(\alpha - \rho)} \quad (7)$$

Тоді зусилля P_y рівне

$$P_y = P_z \cos \beta = \frac{P_0 \cos \beta}{\sin(\alpha - \rho)} = \frac{P_0 \cos(\alpha - \rho + \varphi)}{\sin(\alpha - \rho)} \quad (8)$$

$$P_y = \frac{c \cdot \Delta \cdot \cos(\alpha - \rho + \varphi)}{\sin(\alpha - \rho)}$$

Колова сила P_k^I в даному випадку рівна

$$P_k^I = P_y \cos \varphi = \frac{c \cdot \Delta \cdot \cos(\alpha - \rho + \varphi) \cos \varphi}{\sin(\alpha - \rho)} \quad (9)$$

Відповідно колове зусилля R_k^{II} на протилежній парі зачеплення буде рівним:

$$R_k^{II} = \frac{c \cdot \Delta \cdot \cos(\alpha - \rho + \varphi) \cos \varphi}{\sin(\alpha - \rho)} \quad (10)$$

Виражаючи кут α через конструктивні параметри елементів передачі крутного моменту, аналогічно як в (6), а також об'єднуючи залежності (9) і (10), отримаємо аналітичну залежність для визначення крутного моменту, який передають вузли робочого органу

$$T = \frac{c \cdot \Delta l \cos\left(\arcsin\left(\frac{h}{r}\right) - \rho \pm \varphi\right) \cos \varphi}{\sin\left(\arcsin\left(\frac{h}{r}\right) - \rho\right)} \quad (11)$$

На основі аналізу залежності (11) на ПЕОМ при різних конструктивних параметрах пружини стискання ($1 - c = 100$ Н/мм; $\Delta = 5$ мм; $2 - c = 150$ Н/мм; $\Delta = 8$ мм) побудовані графічні залежності характеру зміни крутного моменту на робочому органі від плеча розташування кульок - 1; радіусу кульок - r; осьового зазору між втулками - h, (рис.5).

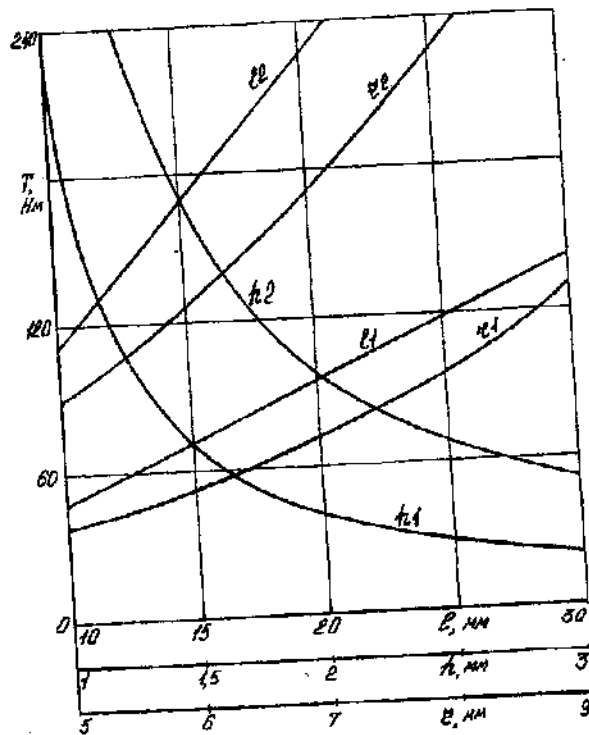


Рис. 5. Залежності крутного моменту від конструктивних параметрів робочого органу

Приведені залежності дають можливість вибрати раціональні конструктивні параметри робочого органу гнучкого гвинтового конвейєра в залежності від радіуса кривизни транспортування сипучих матеріалів, а також від необхідних енергетичних параметрів для забезпечення виконання технологічного процесу при різних висотах та довжинах транспортування.

Література

1. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам.-Л.: Машиностроение, 1979.-344 с.