

3. Патент України на корисну модель №28728, МПК (2006) B23Q 37/00. Лінія для порізки конвеєрної стрічки / Матвійчук А.В., Брошак І.І., Фльонц О.В., Гевко Ів.Б. - № у 2007 07019; Заявл. 22.06.2007; Опубл. 25.12.2007, Бюл.№21. – 4с.

4. Патент України на корисну модель №21912, МПК F16D 7/06 (2007.01). Кулькова запобіжна муфта / Брошак І.І. - № у 2006 10901; Заявл. 16.10.2006; Опубл. 10.04.2007, Бюл.№4. – 4 с.



УДК 621.867

Лілія Рогатинська

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, Руська, 56

ДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Liliya Rogatynska

FOR SELECT OF THE OPTIMAL PARAMETERS OF HIGH-SPEED SCREW-CONVEYERS
WITH ELASTIC WORKING BODYS,

Limit angular velocity of the vertical screw conveyor, which has elastic helix, was found. The linear dependence of speed of load with angular velocity of rotation of the propeller was found. The minimum energy of screw conveyor is installed. The optimal parameters of the screw-conveyor were found

На вибір параметрів та режимів роботи швидкохідних гвинтових конвеєрів з еластичними робочими органами і, відповідно, на енергосилові параметри транспортування, великий вплив мають такі фактори, як: параметр їх швидкісного режиму (коефіцієнт швидкохідності P); кут нахилу α гвинтової поверхні, $tg\alpha = T/\pi D$; коефіцієнти зовнішнього тертя вантажу до поверхонь, відповідно, гвинтового робочого органу μ_1 та кожуха і μ_2 . Тут D та T - відповідно діаметр та крок гвинта.

Осьова швидкість потоку вантажу v_{Π} , що транспортується гвинтовим конвеєром із кутової швидкістю робочого органу ω по гвинтовій траєкторії із кутом підйому β та власною кутовою швидкістю ω_{Π} , рівна $v_{\Pi} = T(\omega - \omega_{\Pi})/2\pi$. Із введенням безрозмірного параметру швидкості $k_v = (1 - \omega/\omega_{\Pi})$, залежності для визначення v_{Π} , ω_{Π} та $tg\beta$ приймають вигляд

$$v_{\Pi} = k_v T \omega / 2\pi; \quad \omega_{\Pi} = (1 - k_v) \omega; \quad tg\beta = k_v tg\alpha / (1 - k_v). \quad (1)$$

При транспортуванні вантажу еластичними робочими органами, профіль спіралі прогинається і його твірну в напрямку радіального параметра ρ можна апроксимувати залежністю $b = a_b(\rho - r_0)^{\xi}$, де a_b та ξ - параметри моделі.

Відповідно, кут нахилу профілю по периферії спіралі визначається як

$$tg\delta = db/d\rho = a_b \xi (n - r_0)^{\xi-1}.$$

Встановлено, що для вертикального гвинтового конвеєра з еластичними робочими органами, його критична кутова швидкість, при якій призупиняється транспортування вантажу, становить

$$\omega_k = \sqrt{\frac{2g(\sin\alpha + \mu_1 - \mu_2 tg\delta)}{\mu_2 D(\cos\alpha - \mu_1 \sin\alpha)}}. \quad (2)$$

Аналіз проведених досліджень потоку вантажу показав, що в діапазоні раціональних режимів роботи вертикальних та круто нахилених гвинтових конвеєрів, при забезпеченні

їх постійного рекомендованого наповнення, існує практично лінійна залежність осьової складової швидкості вантажу від кутової швидкості гвинта ω

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_k \sqrt{\sin \gamma})}{2\pi[1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg} \alpha]}, \quad (3)$$

де γ - кут нахилу конвеєра до горизонту.

Питома енергоємність транспортування вантажу (потужність конвеєра одиничної продуктивності на одиницю шляху) становить

$$W = \frac{dN}{Qdl} = \frac{\mu_2 \rho_m D(1 - k_v)^3 \omega^2}{4 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{(1 - k_v)^2 + k_v^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, \quad (4)$$

де ρ_m - насипна густина вантажу; Q - об'ємна продуктивність (розхід) конвеєра.

Встановлено, що мінімально можливий рівень енергоємності вертикальних швидкохідних конвеєрів з еластичними робочими органами, як із жорсткими, визначається практично тільки коефіцієнтом тертя вантажу по поверхні спіралі μ_1 і становить

$$W = \rho_m g(2,30 + 6,65\mu_1 + 19,0\mu_1^2) \quad (5)$$

Для досягнення такого рівня W , безрозмірні параметри моделі повинні бути рівними

$$k_v = 0,64 - 0,25\mu_1; \quad \operatorname{tg} \alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1\mu_1 \quad (6)$$

Відповідно, конвеєр буде мати мінімальну енергоємність, коли його коефіцієнт швидкохідності буде

$$P \approx (2,8 + 10\mu_1) / [\mu_2(1 + 0,5\mu_1)]. \quad (7)$$

Це забезпечується вибором кутової швидкості конвеєра ω згідно залежності

$$\omega = \left[\frac{\pi \varphi g^3 k_v \operatorname{tg} \alpha P^3}{Q} \right]^{1/5}, \quad (8)$$

де φ - коефіцієнт заповнення робочого простору конвеєра вантажем.

Зовнішній діаметр гвинтового робочого органу та його крок, що забезпечують задану продуктивність, відповідно будуть

$$D = \sqrt[3]{16Q / (\varphi k_T \omega)}, \quad T = \pi D \operatorname{tg} \alpha. \quad (9)$$

Відповідно, об'ємна продуктивність вертикального швидкохідного конвеєра з еластичними робочими органами буде визначатись за залежністю

$$Q = 0,125 k_T k_0 k_v \varphi D^3 \omega,$$

де k_T - коефіцієнт кроку, $k_T = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$, k_0 - коефіцієнт приведення площі живого перетину конвеєра до площі прохідного січення кожуха, $k_0 = (D^2 - d^2) / D_0^2$. Тут d та D_0 - відповідно діаметри вала гвинта та отвору кожуха.

Для швидкохідних горизонтальних ГК коефіцієнт тертя μ_2 впливає на їх енергоємність, але не впливає на розміщення зони оптимуму. Методика їх розрахунку відрізняється від вертикальних тим, що після визначення кута нахилу конвеєра безпосередньо визначають кутову швидкість конвеєра за залежністю

$$\omega = \left(\frac{\varphi k_T g^3 P^3}{Q[1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)]^3} \right)^{1/5}. \quad (10)$$

Основна відмінність швидкохідних ГК призначених для горизонтального та вертикального транспортування полягає в тому, що в перших раціональний, з точки зору енергоємності, коефіцієнт кроку змінюється в межах $0,9 \leq k_T = T/D \leq 1,3$ а в других $0,45 \leq k_T \leq 0,8$.

Отримані залежності дозволяють визначати оптимальні параметри та режими роботи швидкохідних гвинтових конвеєрів, що може суттєво знизити енергоємність гвинтових конвеєрів (в1,5 ...2) рази та вибирати для робочих органів матеріали з рекомендованими трибологічними властивостями їх поверхонь.



УДК 621.9.06

Сергій Струтинський

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТОЧНОСТІ ПАРАЛЕЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ПРОСТОРОВОЇ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ

Sergej Strutinsky

PARAMETERS OF THE ACCURACY OF PARALLEL SPATIAL TRANSMISSIONS MECHATRONIC DRIVE SYSTEM

Design solutions are presented and the results of studies involving the use of special mechatronic control systems and drive technology to enhance precision mechanisms with parallel kinematic links. Developed special methods to determine the exact spatial position of the executive body of actuators and application of measurements to enter the main feedback mechatronic control systems.

Просторові мехатронні системи приводів широко застосовуються в механізмах з паралельними кінематичними зв'язками. Реалізуються механізми з ланками постійної довжини (триглайди, гексаглайди) та механізми з ланками змінної довжини (триподи, гексаподи).

Просторова система приводів (гексапод) має виконавчий орган VK, який здійснює просторовий рух (рис. 1).

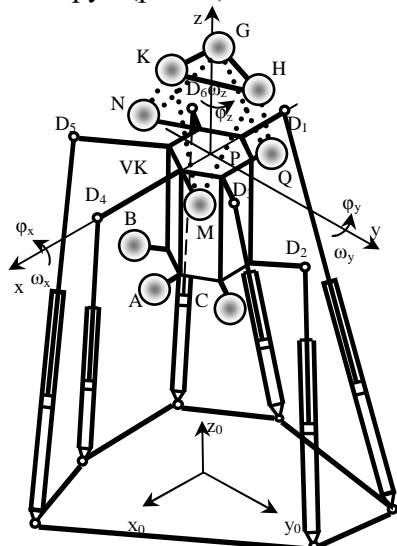


Рисунок 1. Просторова мехатронна система приводів

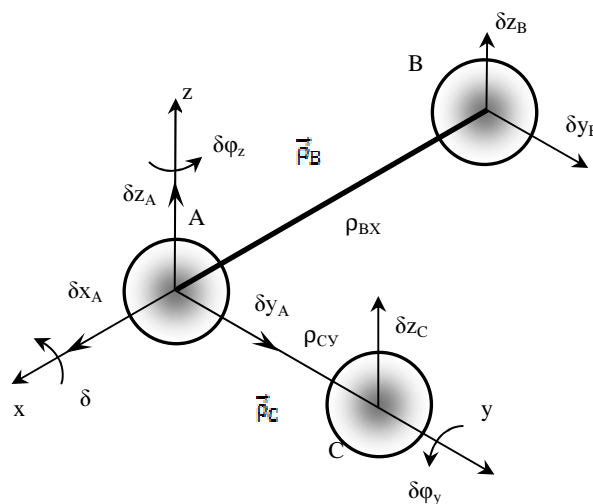


Рисунок 2. Розташування трьох сфер (точок вимірів) на виконавчому органі

Точність положення виконавчого органу який має шість ступенів вільності $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ визначає точність механізму. Існує наукова проблема підвищення точності