

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ К.К.Д. ЛИСТОВИВІДНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ З КРИВОЛІНІЙНИМИ НАПРЯМНИМИ ЛАНЦЮГІВ

Листовивідний транспортер [1] складається з ланцюга 1 (рис. 1, а), який приводиться зірочкою з постійною швидкістю і рухається в криволінійних напрямних 2, з'єднаного шатуном АВ з кареткою 3, що зі змінною швидкістю переміщується у своїх напрямних 4. При досягненні мінімальної швидкості каретка 3 відпускає лист, який укладається в стопу. Дослідження кінематики таких транспортерів

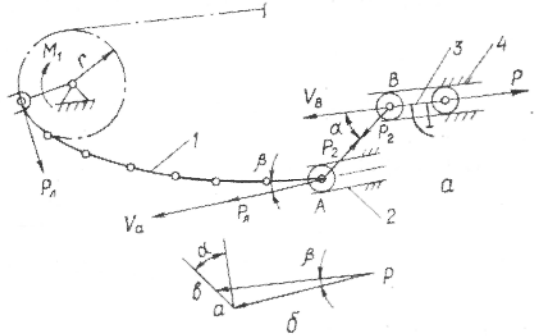


Рис. 1. Розрахункова схема механізму листовивідного транспортера.

рів наведено у праці [2]. Використовуємо методику з праці [4].

Миттеві к. к. д. визначаємо відношенням відповідних потужностей [3].

$$\eta = N_k / N_g,$$

де N_k — потужність, що витрачається на переборювання корисних опорів; N_g — потужність, яка йде на переборювання корисних і шкідливих опорів (тертя).

Корисним є зусилля каретки P , під дією якого виникають сили в шатуні P_2 і в ланцюзі P_1 . Із рівняння потужності для каретки визначаємо зусилля шатуна.

$$P_2 = \frac{P}{\cos \alpha - f_{Bn} \sin \alpha - r_B f_B \frac{\omega_2}{v_B}},$$

де f_{Bn} — коефіцієнт тертя поступальної пари B ; f_B, r_B — коефіцієнт тертя та радіус тертя обертальної пари B ; v_B — швидкість каретки; ω_2 — кутова швидкість шатуна AB .

Кутову швидкість шатуна знаходимо з залежності $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l}$.

де v_{BA} — відносна швидкість; l — довжина шатуна. Аналізуючи план швидкостей (рис. 1, б), знаходимо

$$v_{BA} = \frac{v_A \sin \beta}{\cos \alpha}; \quad \omega_2 = \frac{v_A \sin \beta}{l \cos \alpha}.$$

Швидкість каретки визначаємо з залежності $v_B = K_v v_A$, де v_A — швидкість ланцюга; K_v — інваріант швидкостей каретки [2].

Кути α , β визначаємо

$$\alpha = \arcsin(a_k \sin \alpha_m); \quad \beta = \arctg(b_k \cdot A),$$

де α_m — максимальний кут тиску; a_k , b_k — безрозмірні коефіцієнти, які визначають профіль криволінійної напрямної ланцюга;

$A = \frac{y_{\max}}{x_{\max}}$; x_{\max} — довжина відрізка сповільнення або розгону;

y_{\max} — максимальне значення ординати профілю криволінійної напрямної.

З врахуванням цього одержуємо

$$P_2 = \frac{P}{\cos \alpha - f_{Bn} \sin \alpha - \frac{f_B r_{Bb} \sin \beta}{K_v \cos \alpha}}, \quad (1)$$

де $r_{Bb} = r_B/l$.

Для «ідеального» механізму $f_{Bn} = f_B = 0$ і відповідно

$$P_{2i} = P / \cos \alpha; \quad (2)$$

$$\eta_B = \frac{P_{2i}}{P_2} = 1 - f_{Bn} \lg \alpha - \frac{f_B r_{Bb} \sin \beta}{K_v \cos^2 \alpha}. \quad (3)$$

Із рівняння потужності сил, які діють у кінематичній парі А, визначаємо зусилля ланцюга при наявності сил тертя

$$P_1 = P_2 \left[\cos(\alpha - \beta) + f_{An} \sin(\alpha - \beta) + f_A \cdot r_A \frac{\sin \beta}{\cos \alpha} \right]. \quad (4)$$

Для «ідеального» механізму при $f_{An} = f_A = 0$ одержуємо

$$P_{1i} = P_2 \cos(\alpha - \beta), \quad (5)$$

де f_{An} — коефіцієнт тертя поступальної пари А; f_A , r_{Ab} — коефіцієнт тертя і відносний радіус тертя обертальної пари А; $r_{Ab} = r_A/l$.

Миттєвий к. к. д. кінематичної пари визначаємо

$$\eta_A = \frac{P_{1i}}{P_1} = \frac{1}{1 + f_{An} \tg(\alpha - \beta) + f_A r_{Ab} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \cos(\alpha - \beta)}} \quad (6)$$

Із рівняння потужності для вхідної ланки (зірочки) одержуємо при наявності сил тертя

$$M_1 = P_n \cdot r(1 + f_{o_1} r_{o_1}). \quad (7)$$

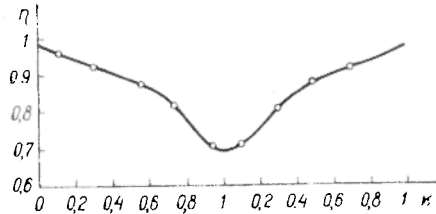
Для «ідеального» механізму одержуємо

$$M_{1i} = P_n r.$$

Миттевий к. к. д.

$$\eta_{o_1} = \frac{M_{1i}}{M_1} = \frac{1}{1 + f_{o_1} r_{o_1}}, \quad (8)$$

Рис. 2. Графік зміни миттевих к. к. д. залежно від відносного переміщення каретки.



де r — радіус зірочки; f_{o_1} , r_{o_1} — коефіцієнт тертя та відносний радіус кінематичної пари O_1 ; $r_{o_1} = r_{o_1}/r$.

Миттевий к. к. д. для транспортера в цілому

$$\eta = \eta_{o_1} \eta_A \eta_B. \quad (9)$$

Підставляючи значення к. к. д. кінематичних пар, записуємо

$$\eta = \frac{1}{1 + f_{o_1} r_{o_1}} \frac{1 - f_{B_n} \operatorname{tg} \alpha - \frac{f_B r_{B_B} \sin \beta}{K_v \cos^2 \alpha}}{1 + f_{A_n} \operatorname{tg}(\alpha - \beta) + f_A r_{A_B} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \cos(\alpha - \beta)}}. \quad (10)$$

При передачі енергії від двигуна каретці миттевий к. к. д. транспортера знаходимо аналогічно

$$\eta = (1 - f_{o_1} r_{o_1}) \frac{1 - f_{A_n} \operatorname{tg}(\alpha - \beta) - f_A r_{A_B} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \cos(\alpha - \beta)}}{1 + f_{B_n} \operatorname{tg} \alpha + \frac{f_B r_{B_B} \sin \beta}{K_v \cos^2 \alpha}}. \quad (11)$$

Із аналізу залежностей (10) і (11) видно, що к. к. д. транспортера залежить від профілю криволінійних напрямних ланцюга, який визначається коефіцієнтами a_h , b_h , коефіцієнтів тертя та значення радіусів шарнірів.

На рис. 2 показаний графік к. к. д. для листовивідного транспортера з параметрами $A=0,4$; $\alpha_m=60^\circ$, закон зміни профілю C_0 (синусоїда) [3] при значенні коефіцієнтів тертя $f_{A_n}=f_{B_n}=0,1$; $f_A=f_B=f_{o_1}=0,15$ і відносних радіусах шарнірів $r_{A_B}=r_{B_B}=r_{o_1}=r$

$\eta = 0,1$, одержаний на основі розрахунку за формулою (10). З графіка видно, що найменше значення к. к. д. ($\eta = 0,69$) має на межі відрізків розгону та гальмування. При русі каретки з постійною швидкістю к. к. д. має найбільше значення ($\eta = 0,98$).

Список літератури: 1. Патент № 87048 (НДР). Листовий приймальний пристрій / К. Шредер. — Оpubл. 12.01.1972. 2. Сенкусь В. Т., Гембара В. М. Аналітичне дослідження кінематики листовивідних транспортерів з криволінійними напрямними ланцюгів. — Поліграфія і видавнича справа, 1982, № 18, с. 70—79. 3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965. — 496 с. 4. Тир К. В. Метод инвариантов подобия в механике машин. — Львов, 1974. — 102 с. 5. Тюрин А. А. Печатные машины-автоматы. — М.: Книга, 1980. — 416.

Investigation results of sheet removal conveyers efficiency with curved direction of circuits are stated here. Bibl. 5, 111. 2.

Стаття надійшла до редколегії 29. 12. 82