

УДК 681.624.067

В. Т. СЕНКУСЬ, В. М. ГЕМБАРА

**АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ
ЛИСТОВИВІДНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ
З КРИВОЛІНІЙНИМИ НАПРЯМНИМИ ЛАНЦЮГІВ**

У сучасних друкарських машинах для нормального виводу і укладання листів у стапель застосовують різноманітні уповільнюючі пристрої [2, 4].

На листових офсетних машинах «Планета-Варіант» (НДР) застосовані листовивідні транспортери з криволінійними напрямними ланцюгів [1], які дають змогу за рахунок зміни траєкторії руху ланцюгів 1 зменшити швидкість руху каретки 3, зв'язаної з ланцюгами поводками 2 (рис. 1).

Криволінійні напрямні ланцюгів у виді похилої прямої, спряженої з дугою кола, які використовують у машинах «Планета-Варіант», створюють несприятливу динаміку внаслідок значної величини і скачків прискорень кареток. Для зменшення прискорень запропоновано профілі криволінійних напрямних ланцюгів описувати функціями, які плавно змінюються. Як такі функції можна, наприклад, вибрати залежності, що описують закони руху кулачкових механізмів [3].

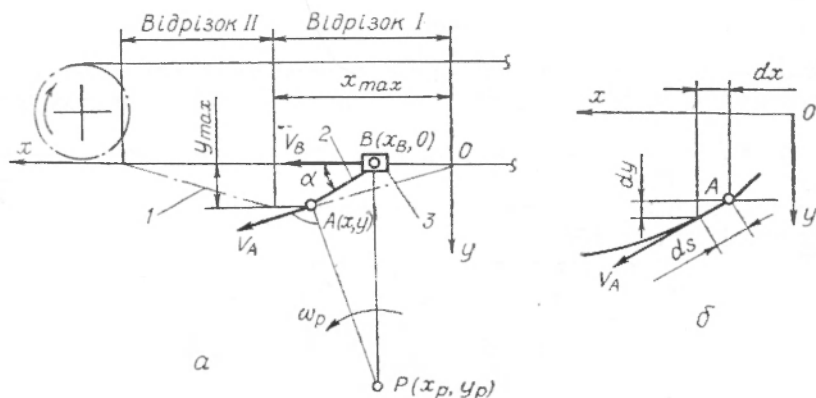


Рис. 1. Схема листовидного транспортера з криволінійними напрямними ланцюгів.

Зобразимо каретку у вигляді повзуна B (рис. 1,а), який рухається з швидкістю V_B і з'єднаний з ланцюгом в точці A поводком AB . Швидкість точки V_A постійна, відоме її значення, але вона міняє свій напрямок залежно від профілю криволінійної напрямної. Швидкість каретки V_B невідома зазначенням, відомий тільки її напрямок. Опустивши перпендикуляри до напрямків швидкостей у точках A і B , знайдемо миттєвий центр швидкостей P .

Використовуючи властивості миттєвого центра швидкостей, запишемо $V_A = \omega_p AP$; $V_B = \omega_p BP$, де ω_p — миттєва кутова швидкість.

На основі цих залежностей маємо

$$V_B = V_A \cdot \frac{BP}{AP}. \quad (1)$$

Проведемо координаційні осі x і y з точки O початку профілю криволінійної напрямної ланцюга і виразимо довжини відрізків через їх координати

$$BP = y_p; \quad AP = \sqrt{(x - x_p)^2 + (y_p - y)^2}. \quad (2)$$

Запишемо рівняння нормалі до кривої профілю у точці A

$$y - y_p = -\frac{1}{y_p} (x - x_p). \quad (3)$$

Замінивши $x - x_p = \sqrt{l^2 - y^2}$, де $l = AB$ — довжина поводка, і підставивши значення відрізків BP і AP в формулу (1), після перетворень одержимо

$$V_B = \frac{y \cdot y + \sqrt{l^2 - y^2}}{\sqrt{(l^2 - y^2)(1 + y^2)}} \quad (4)$$

Задамо профіль криволінійної напрямної у критеріальному вигляді

$$y = a_k \cdot y_{\max}, \quad (5)$$

де y_{\max} — максимальне значення ординати профілю; $a_k = f(k)$ — безрозмірний коефіцієнт, який визначає профіль напрямленої ланцюга; $k = \frac{x}{x_{\max}}$ — відносне переміщення ланцюга; x — біжуче значення абсциси профіля напрямної; x_{\max} — довжина відрізка сповільнення або розгону.

Перша похідна функції профілю має вигляд

$$\dot{y} = \frac{dy}{dx} = \frac{dy}{dk} \cdot \frac{dk}{dx} = y_{\max} \cdot \frac{da_k}{dk} \cdot \frac{dk}{dx}$$

Оскільки

$$\frac{dk}{dx} = \frac{1}{x_{\max}},$$

то

$$\dot{y} = b_k \cdot A, \quad (6)$$

де $A = \frac{y_{\max}}{x_{\max}}$ — відносний параметр профілю; $b_k = \frac{da_k}{dk}$ — безрозмірний коефіцієнт.

Виразимо довжину поводка у вигляді

$$l = \frac{y_{\max}}{\sin \alpha_m}, \quad (7)$$

де α_m — максимальний кут тиску (максимальний кут відхилення поводка від напрямку руху каретки).

Підставивши значення величини з виразів (5), (6) і (7) в формулу (4), одержимо швидкість каретки у критеріальному вигляді

$$V_B = K_v \cdot V_A, \quad (8)$$

де V_A — відома постійна швидкість ланцюга;

K_v — безрозмірний інваріант швидкості, який визначає закон руху каретки,

$$K_v = \frac{a_k \cdot b_k \cdot A \cdot \sin \alpha_m + \sqrt{q_k}}{\sqrt{p_k \cdot q_k}},$$

$$p_k = 1 + b_k^2 \cdot A^2, \quad q_k = 1 - a_k^2 \cdot \sin^2 \alpha_m. \quad (9)$$

Прискорення каретки знаходимо, диференціюючи швидкість по часові t ,

$$W_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{dV_B}{dk} \cdot \frac{dk}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = V_A \frac{dk_v}{dt} \cdot \frac{dk}{dx} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (10)$$

Довжину дуги профіля напрямної знаходимо із рис. 1, б

$$ds = \sqrt{1 + y'^2} \cdot dx. \quad (11)$$

Коли відома швидкість V_A , то довжина дуги дорівнює

$$ds = V_A \cdot dt. \quad (12)$$

Прирівнюючи вирази (11) і (12), знаходимо

$$\frac{dx}{dt} = \frac{V_A}{\sqrt{p_k}}. \quad (13)$$

Підставляючи вираз (13) і значення $\frac{dk}{dx} = \frac{1}{x_{\text{max}}}$ в формулу (10), одержуємо

$$W_B = K_W \cdot \frac{V_A^2}{x_{\text{max}}}, \quad (14)$$

де K_W — безрозмірний інваріант прискорень каретки, який визначається залежністю

$$K_W = \frac{1}{\sqrt{p_k}} \cdot \frac{dK_v}{dk}. \quad (15)$$

Продиференціювавши інваріант швидкості по відносному переміщенню k і підставивши цей варіант у вираз (15), одержуємо формулу для визначення інваріанта прискорень каретки

$$K_W = \frac{f_k A \cdot \sin \alpha_m}{p_k \sqrt{q_u^3}} - \frac{d_k \cdot A^2}{p_k^2} - \frac{a_k \cdot b_k^2 \cdot A \cdot \sin \alpha_m (c_k \cdot A^2 - a_k \sin^2 \alpha_m - a_k \cdot f_k \cdot A^2 \cdot \sin^2 \alpha_m)}{p_k^2 \cdot \sqrt{q_k^3}}, \quad (16)$$

де

$$c_k = \frac{db_k}{dk}; \quad a_k = b_k \cdot c_k; \quad f_k = a_k \cdot c_k + b_k^2.$$

З формул (9) і (16) видно, що інваріанти швидкості та прискорень залежать від профілю криволінійних напрямних, який визначають безрозмірні коефіцієнти a_k , b_k , c_k , відносного параметра A і максимального кута тиску α_m .

Для аналітичного дослідження вибрані дві функції, якими можна описати профіль криволінійних напрямних. Функція-синусоїда (C_0)*, безрозмірні коефіцієнти її записуються

* Позначення функцій запозичені з праці [3].

для відрізка I

$$a_k = \frac{2\pi k - \sin 2\pi k}{2\pi};$$

для відрізка II

$$a_k = 1 - \frac{2\pi k - \sin 2\pi k}{2\pi}.$$

Функція-косинусоїда (K) з коефіцієнтами для відрізка I — $a_k = 0,5(1 - \cos \pi k)$ і для відрізка II — $a_k = -1 - 0,5(1 - \cos \pi k)$.

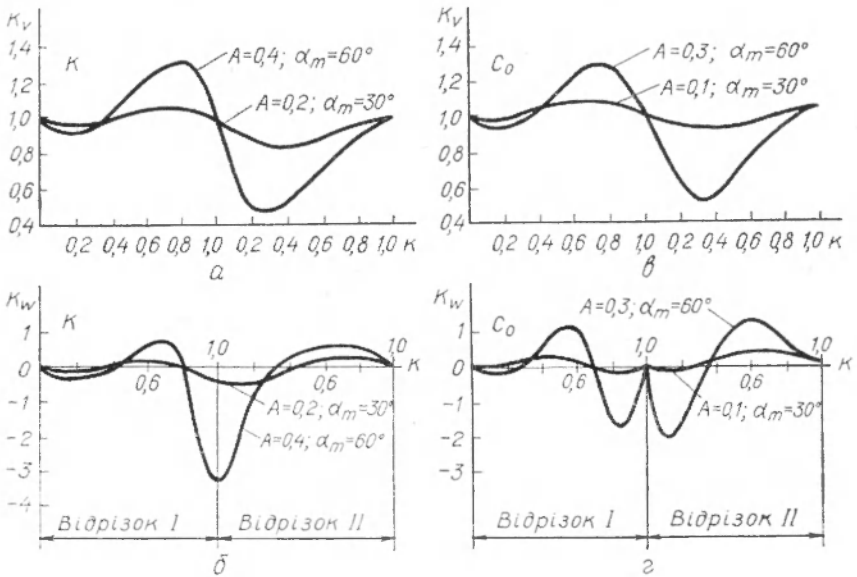


Рис. 2. Графіки зміни інваріантів швидкості і прискорень для функцій K ($a, б$) і C_0 ($в, г$).

Розрахунки за формулами (9) і (16) проводили на ЕОМ «Мир-2» при різних значеннях $0,1 \leq A \leq 0,5$ і $15^\circ \leq \alpha_m \leq 75^\circ$.

Із аналізу рис. 2 видно, що швидкість каретки, яка визначається інваріантом K_v для функцій K і C_0 , спочатку дещо зменшується, зростає і знову зменшується, досягаючи мінімуму на відрізку II.

Інваріант прискорень K_w змінюється плавно (без стрибків), і характер його зміни відповідає зміні коефіцієнта c_k . Для функції C_0 інваріанти K_w набувають максимального від'ємного значення на відрізку II, а для функції K екстремальні значення K_w — на межі відрізків I і II.

Із номограм рис. 3 видно, що з ростом параметра A і максимального кута тиску α_m значення $K_{v \min}$ зменшується, а значення K_{we} зростають, причому при однакових значеннях A і α_m менші значення $K_{v \min}$ і K_{we} має функція C_0 порівняно з функцією K .

Наявність номограм дає змогу раціонально вибрати функцію профілю криволінійних напрямних і параметри листовідного транспортера.

Наприклад, потрібно розрахувати параметри транспортера з криволінійними напрямними ланцюгів при швидкості ланцюга $V_A=3$ м/с, довжині відрізка сповільнення $x_{\max}=0,35$ м і мінімальної швидкості каретки $V_{B \min}=0,9$ м/с.

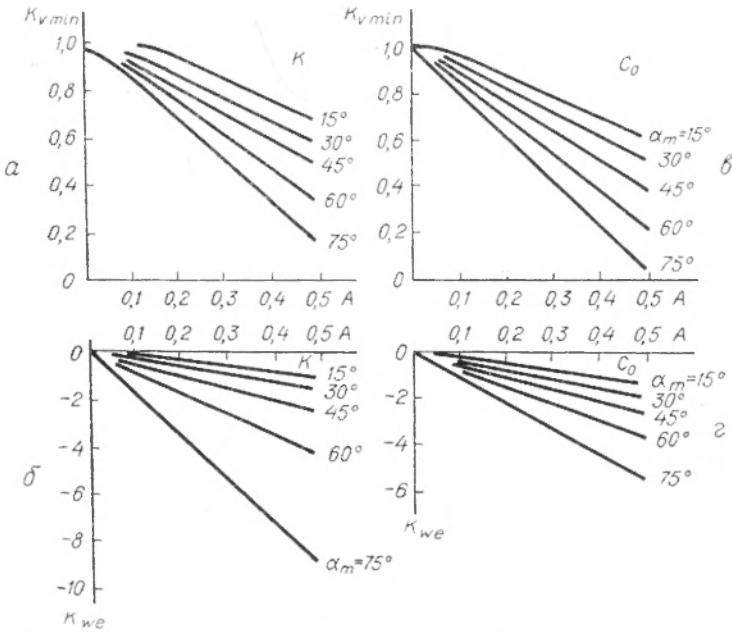


Рис. 3. Номограми залежності мінімальних значень інваріантів швидкостей $K_{v \min}$ і екстремальних значень інваріантів прискорень K_{we} для функцій K (а, б) і C_0 (в, г).

Мінімальна швидкість каретки $V_{B \min}=K_{v \min} \cdot V_A$, звідки визначаємо необхідне значення $K_{v \min} = \frac{V_{B \min}}{V_A} = \frac{0,9}{3} = 0,3$. Такого сповільнення можна досягнути, застосовуючи профіль, описаний функцією C_0 з параметрами механізму $\alpha_m=60^\circ$; $A=0,45$, для якої екстремальне $K_{we}=-3,3$ (рис. 3 в, г).

Для такого транспортера знаходимо максимальне значення ординати профілю: $y_{\max}=x_{\max} \cdot A=0,35 \cdot 0,45=0,1575$ м; довжину поводка: $l = \frac{y_{\max}}{\sin \alpha_m} = \frac{157,5}{\sin 60^\circ} = 182$ мм; максимальне прискорення каретки:

$$W_{we} = K_{we} \cdot \frac{V_A^2}{x_{\max}} = -3,3 \cdot \frac{3^2}{0,35} = -85 \text{ м/с}^2.$$

При масі каретки $m_k=17$ кг екстремальне значення сили інерції $P_{in\ max}=W_{be} \cdot m_k = -85 \cdot 17 = -1445$ Н. З наведеного прикладу видно, що при застосуванні листовивідного транспортера з криволінійними напрямними ланцюгів виникають значні інерційні навантаження, які потрібно враховувати при конструюванні приводних пристроїв.

Список літератури: 1. Патент НДР № 87048. 2. Румянцев В. И., Майорчук Е. Д. Приемные устройства листовых ротационных машин. — М., 1972. 3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965. 4. Тюрин А. А. Печатные машины-автоматы. — М.: Книга, 1980.

They have the method of calculation and the results of analytical examination of sheet forwarding transporters with curved-line guides of chains. Nomograms permitting to rationally choose the parameters of these sheet — forwarding transporters with the above-mentioned guides of chains have been shown in the article.

Стаття надійшла в редколегію 05. 03. 81