

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДА КОЛИВНОГО СТОЛА НИТКОШВЕЙНОГО АВТОМАТА НШ-6

Проблема підвищення продуктивності палітурно-брошувальних машин нерозривно пов'язана з пошуками можливостей збільшення швидкісних режимів їх роботи. При розв'язанні цього завдання стосовно типажного ряду ниткошвейних машин виникають питання, які вимагають окремих досліджень. Деякі результати таких досліджень і пропонуємо у цій статті.

При збільшенні швидкості роботи ниткошвейних машин зростає інерційне навантаження, яке виникає в основному від механізму коливного стола, що лімітує нормальне проходження технологічного процесу. Саме тому необхідно провести аналіз і дослідження привода цього механізму для його оптимального синтезу, вибору конструктивних схем зрівноважуючих пристроїв дальшого проектування і застосування в ниткошвейних машинах.

Наведені розрахункові параметри механізму коливного стола ниткошвейної машини НШ-6:  $l_{001} = 258,19$  мм;  $R_{\max} = 162$  мм;  $R_{\min} = 83,94$  мм;  $\gamma_{\Sigma} = 20^\circ$ ;  $\gamma_0 = 18^\circ 24' 33''$ ;  $l_{05} = 235$  мм;  $l_{003} = 225$  мм;  $l_{002} = 442,29$  мм. Розрахункова схема (рис. 1, а, б) дослідження цього механізму загальноприйнята [1, 2, 5]. Надалі під час розрахунків використовуються ще такі позначення:  $G = 19,1$  кг — вага коливного стола;  $I_{\Sigma} = 0,164$  кгм · сек<sup>2</sup> — зведений момент інерції (визначений дослідним шляхом);  $\varphi_{\text{в}}$ ,  $\varphi_{\text{пб}}$  — фазові кути віддалення та наближення кулачка.

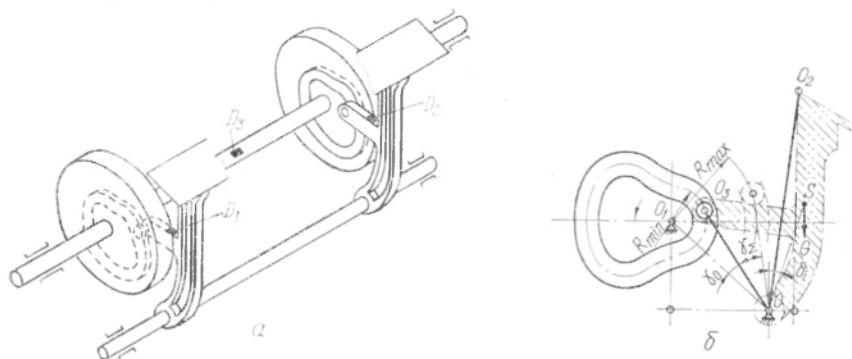


Рис. 1. Привод коливного стола машини НШ-6:  
а — конструктивна схема; б — розрахункова схема.

При дальшому проведенні порівняльного аналізу для оптимального синтезу закону періодичного руху механізму коливного стола використовується теорія подібності й аналізу розмірностей у механіці машин [4]. Ми провели розрахунки позиційних інваріантів подібності переміщень  $a_k = \frac{\gamma_i}{\gamma_\Sigma}$ ; швидкостей  $b_k = \frac{\omega_2}{\gamma_\Sigma T^{i-1}}$ ; прискорень  $c_k = \frac{\varepsilon_2}{\gamma_\Sigma T^{i-2}}$  та кінетичної потужності  $d_k = b_k \cdot c_k$ , відповідно до формул таблиці. Всі розрахунки проведені у відповідних фазах циклу, що визначаються величиною відносного часу (позиції)

$$k = \frac{t}{T} = \frac{\varphi_i}{\varphi_\theta}$$

Відомо, що при проектуванні машини НШ-6 приріст радіус-векторів для кулаків механізму коливного стола розраховується за законом діаграми прискорень—синусоїда  $C_0$ .

Надалі приймаємо, що профіль кулачків при їх виготовленні був виконаний без похибок.

Аналіз провадився для трьох законів періодичного руху (див. таблицю); діаграми прискорень — синусоїда  $C_0$ ; діаграми прискорень — косинусоїда  $K$ ; діаграми прискорень — складна парабола третього степеня  $III$ .

З цією метою був складений алгоритм і розрахунки провадили на ЕОМ з проміжком  $0^\circ 30'$ .

Величина навантажень, що виникають під час роботи машини від механізму коливного стола на кулачковому валі, визначається [4] як:

$$M_\Sigma = M_{ст} + M_{ин} - \frac{u_k \cdot b_k}{\zeta_b \cdot \gamma_k} \cdot \frac{m \cdot S}{T^2},$$

де  $u_k = (p_k + c_k) \cdot b_k$  — позиційний інваріант подібності загальної потужності;  $p_k = \frac{P_{ст}}{m \cdot S \cdot T^2}$  — число Ньютона.

Статичні та динамічні навантаження визначаються відповідно до сили ваги та сили інерції коливного стола відносно осі коливання з врахуванням ідеальних законів періодичного руху ( $\eta_k = 1$ ):

$$M_{ст_0} = C \cdot I_{ос} \cdot \sin \delta_i, \quad M_{ин_0} = I_\Sigma \cdot c_k \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{T^2}.$$

З рис. 2 випливає, що найбільш сприятливим з огляду мінімізації інерційних навантажень є закон руху діаграма прискорень — косинусоїда  $K$ . Але результати експериментальних досліджень свідчать про те, що необхідно здійснити перевірку й уточнення динамічних навантажень, які виникають на кулачковому валі від механізму коливного стола при різних робочих швидкостях машини НШ-6. Ми проводили тензометричні дослідження при різних швидкостях роботи та структурних схемах привода механізму коливного стола машини НШ-6 (привод від двох кулачків та від кожного зокрема). Щоб одержати порівняльні результати і найбільш узагальнюючу картину досліджень, експерименти проводили

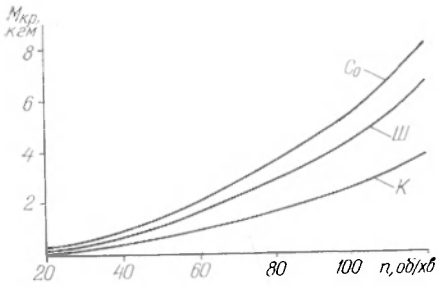


Рис. 2. Графіки піків інерційних крутних моментів на ведучому валі залежно від швидкісного режиму роботи та законів періодичного руху.

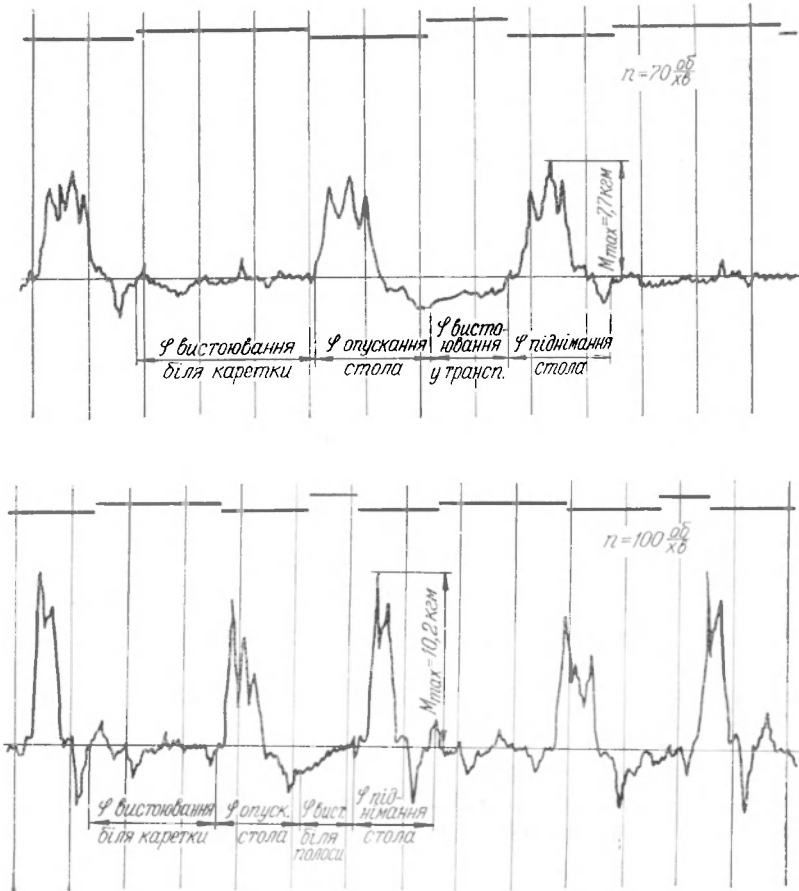


Рис. 3. Типові осцилограми запису крутних моментів на кулачковому валі при двосторонньому приводі.

при відімкненні всіх виконавчих механізмів машини, крім коливного стола. Всі основні геометричні параметри досліджуваного механізму в процесі проведення експериментів залишались незмінними.

При проведенні експериментів за допомогою тензодатчиків  $D$  реєструвались: величини крутних моментів на кулачковому валі  $D_3$ , величини сил на коромислах механізму  $D_1, D_2$  та границі фазових кутів повороту кулачків.

**Розрахункові величини досліджуваних законів періодичного руху**

Закони руху	Позиційні інваріанти подібності та їх найбільші значення			
	переміщень	швидкостей	прискорень	кінетичної потужності
$C_0$	$a_k = \frac{2\pi k - \sin \pi k}{2\pi}$	$b_k = 1 - \cos \pi k$ $B = 2$	$c_k = 2\pi - \sin 2\pi k$ $C = 6,283$	$d_k = \pi(2\sin 2\pi k - \sin 4\pi k)$ $D = 8,162$
$K$	$a_k = \frac{1 - \cos \pi k}{2}$	$b_k = \frac{\pi}{2} \sin \pi k$ $B = 1,571$	$c_k = \frac{\pi^2}{2} \cos \pi k$ $C = 4,935$	$d_k = \frac{\pi^3}{8} \sin 2\pi k$ $D = 3,875$
$Ш$	$a_k = 10k^3 - 15k^4 + 6k^5$	$b_k = 30(k^2 - 2k^3 + k^4)$ $B = 1,875$	$c_k = 60(k - 3k^2 + 2k^3)$ $C = 5,773$	$d_k = 1800k^3(2k^4 - 7k^3 + 9k^2 - 5k + 1)$ $D = 6,691$

У вимірювальну схему для запису вказаних величин входили підсилювач і променевий осцилограф. Для попередніх спостережень та оцінки характеру явищ, які досліджуються, використовували катодний осцилограф.

Результати проведених досліджень систематизовані у вигляді серій осцилограм. Кожна серія налічує сім осцилограм, що записані при різних обертах за хвилину кулачкового вала (25, 70, 80, 90, 100, 110, 120); кожна серія охоплює дослідження, які проведені при приводі механізму від двох кулачків та від одного (окремо лівого і правого).

На рис. 3 показані типові осцилограми запису крутних моментів на кулачковому валі при двосторонньому приводі ( $n = 70$  об/хв,  $n = 100$  об/хв). Обробка осцилограм цих серій свідчить про те, що криві дійсних крутних моментів значно відрізняються від їх теоретичних значень. Це пояснюється впливом пружності веденої та ведучої систем, співударями в зубчастім зачепленні привода кулачкового вала, наявністю зазорів у кінематичних парах, похибками виготовлення профілів кулачків, що вимагає подальших уточнених досліджень.

З рис. 4 випливає, що з метою мінімізації крутних моментів на головному валі потрібно застосовувати привод механізму коливного стола від одного (правого) кулака. Це в свою чергу може

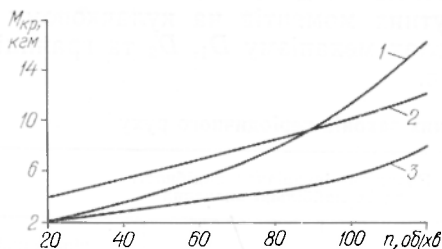


Рис. 4. Графіки залежності піків крутних моментів від швидкісного режиму роботи при різній структурі привода.

1 — при односторонньому від лівого кулака; 2 — при двосторонньому; 3 — при односторонньому приводі від правого кулака.

викликати зайві коливання вершини коливного стола, що призводить до погіршення умов шиття. Отже, необхідно звернути увагу на взаємовплив кулачків при двосторонньому приводі, про що свідчать осцилограми, одержані при дослідженнях односторонніх приводів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Белозерский Л. К., Смирнов Г. П., Свиридов Н. М. Брошюровочно-переплетные машины. М., «Книга», 1969.
2. Мордовин Б. М. Конструкция и расчет полиграфических машин. М., «Искусство», 1952.
3. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравнивающих кулачковых механизмов. Автореф. канд. дис., Львов, 1964.
4. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
5. Угрюмова Л. Д. Сравнительные исследования ниткошвейных машин. Автореф. канд. дис., М., 1951.

A. I. PETRUK, B. A. CHERNYA

#### THE INVESTIGATION OF THE ROCKING TABLE DRIVE OF THE THREAD-STITCH-KING AUTOMATIC MACHINE (HШ-6)

#### Summary

The article presents analytical and experimental investigations of the rocking table mechanism with the regard of the further synthesis of the optimum law of the periodical motion.