

УДК 621. 835.681.625

А. В. БОЙКО, А. І. ПЕТРУК

**ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА  
ШВЕЙНОЇ КАРЕТКИ ТИПАЖНОГО РЯДУ  
НИТКОШВЕЙНИХ МАШИН**

Каретка зі швейними інструментами (рис. 1) є веденою ланкою комбінованого кулачково-важільного механізму, який складається з кулачкового механізму з коромисловим штовхачем (перший контур) і коромислово-повзунного механізму (другий контур).

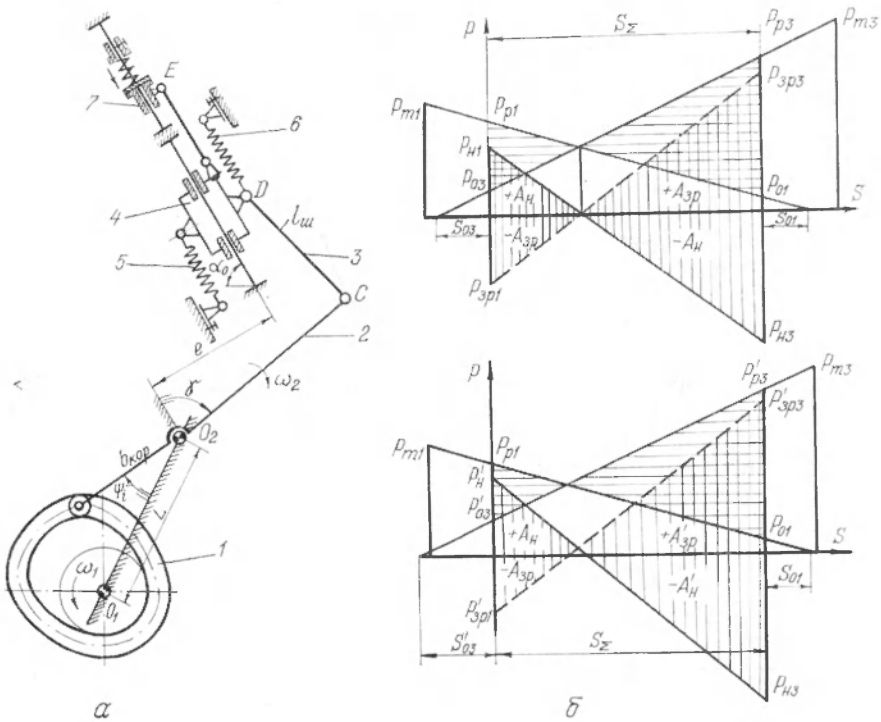


Рис. 1. Кінематична схема механізму привода швейної каретки (а) і схема розрахунку ПРЦМ (б):

1 — кулачок; 2 — коромисло; 3 — шатуни; 4 — каретка-повзун; 5, 6 — зрівноважувальні пружини; 7 — ниткозатяжні пружини та планка.

Привод каретки двосторонній, а кулачковий вал приводиться в рух асинхронним двигуном через варіатор швидкостей, електромагнітну фрикційну муфту та зубчасту передачу.

Кінематичні та кінетичні величини комбінованого механізму визначали за функціональними залежностями [1], які відображають параметри руху у вигляді комплексних безрозмірних інваріантів подібності швидкостей  $b_{k4} = \gamma_{\Sigma} \xi^{-1} h_k V_{Di}$ , прискорень  $c_{k4} = \gamma_{\Sigma} \xi^{-1} (c_k V_{Di} + b_k^2 W_{Di} \gamma_{\Sigma})$ , кінетичної потужності  $d_{k4} = b_{k4} c_{k4}$  з наступним визначенням абсолютних величин швидкостей, прискорень і кінетичної потужності [3]

$$V_D = b_{k4} S_{\Sigma} T^{-1}; \quad W_D = c_{k4} S_{\Sigma} T^{-2}; \quad N_D = d_{k4} m S_{\Sigma}^2 T^{-2}.$$

Надалі користуватимемося розрахунковою схемою рис. 1 та такими позначеннями:  $a_k = f(\kappa)$ ,  $b_k = f'(\kappa)$ ,  $c_k = f''(\kappa)$  — позиційні інваріанти відповідно переміщень, швидкостей, прискорень кулачкового механізму;  $\kappa = \frac{t}{T}$  — відносний час;  $\gamma$  і  $\gamma_{\Sigma}$  — поточне та найбільше значення куткового розмаху коромисла другого контура:

$V_{Di}$ ,  $W_{Di}$  — інваріанти подібності швидкостей та прискорень повзуна другого контура;  $\xi = \frac{S_e}{R_k}$ ,  $\lambda = \frac{l_m}{R_k}$ ,  $\delta = \frac{e}{R_k}$  — безрозмірні геометричні параметри коромислово-повзунного механізму;  $R_k$  — радіус коромисла;  $l_m$  — довжина шатуна;  $e$  — величина дезаксіала;  $S_e$  — хід повзуна;  $T$  — період однозначних переміщень.

Аналітичні дослідження механізму привода швейної каретки свідчать, що екстремальні значення прискорень на всіх ділянках руху каретки (спуск, передній та кінцевий підйом) не рівнозначні і досягають максимуму на ділянці спуску каретки.

Виконані зі застосуванням ЕОМ параметричні дослідження коромислово-повзунних механізмів [2] дають змогу встановити, що зміною параметрів другого контура можна лише в незначній мірі впливати на поліпшення динаміки механізму привода каретки.

На підставі порівняльного аналізу циклових діаграм ниткошвейних машин НШП, БНА, 38ІМ, НШ6 визначена можливість корекції циклової діаграми машини НШ-6, виходячи з умови рівності екстремумів прискорень на всіх ділянках переміщення каретки:

$$c_{k4} S_{\Sigma 1} T_1^{-2} = c_{k4} S_{\Sigma 2} T_2^{-2} = c_{k4} S_{\Sigma 3} T_3^{-2},$$

звідки

$$\varphi_1 = \varphi_2 \sqrt{S_{\Sigma 1} \cdot S_{\Sigma 2}^{-1}}, \quad \text{і} \quad \varphi_3 = \varphi_2 \sqrt{S_{\Sigma 3} \cdot S_{\Sigma 2}^{-1}},$$

де  $S_{\Sigma 1}$ ,  $S_{\Sigma 2}$ ,  $S_{\Sigma 3}$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  — відповідно переміщення каретки, період та фазові кути кулачка, що відповідають ділянкам спуску, попереднього та кінцевого підйому каретки.

Величина фазового кута  $\varphi_2$  прийнята такою ж, як і в машині НШП. При такому значенні  $\varphi_2$  навантаження на ланки механізму ( $n=100$  цикл/хв) зменшаться приблизно в 1,5 раза.

Для підвищення надійності привода механізму проведено розрахунок профіля кулачка за відкоректованими фазовими кутами і синтезовано пристрій для зрівноваження надлишкових інерційних навантажень — програмний розвантажувач циклових механізмів (ПРЦМ).

Розв'язок диференціального рівняння руху каретки  $\ddot{a}_{k1} m_n S_e T^{-2} = x C_n$  свідчить, що для зрівноваження інерційних навантажень силами пружності пружин необхідно надати веденій ланці (каретці) рух за законом: діаграма прискорень — косинусоїда «К»

$$a_{k1} = -0,5 \cos pk + 0,5; \quad \dot{a}_{k1} = 0,5p \sin pk; \quad \ddot{a}_{k1} = 0,5p^2 \cos pk,$$

де  $m_n$  — зведена до веденої ланки маса;  $C_n$  — зведена жорсткість пружин;  $a_{k1}$ ,  $\dot{a}_{k1}$ ,  $\ddot{a}_{k1}$  — відповідно відносне переміщення, швидкість і прискорення веденої ланки.

Задача синтезу ПРЦМ зводилась до пошуку простої за виконанням конструкції з врахуванням особливостей побудови машини НШ-6. На рис. 1 зображений пристрій ПРЦМ, що складається з пружин розтягу-стиску  $b$ ,  $\delta$ , закріплених з двох боків каретки в напрямку її переміщення з врахуванням можливості регулю-

вання попереднього натягу. Причому в пружинах розтягу  $b$  змінені тільки геометричні параметри. Розрахунок параметрів ПРЦМ виконували для швидкісного режиму  $n=100$  об/хв і для випадку, коли навантаження змінюються за асиметричним знакозмінним циклом, що зумовлюється впливом сил ваги каретки. Виходячи з умови зрівноваження [3], відповідно до розрахункової схеми рис. 1 за допомогою розв'язку системи алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} K_{d1}P_{н1} - P_{зр1}, & \begin{cases} P_{зр1} - P_{р1} - P_{о3}, \\ P_{зр3} = P_{р3} - P_{о1} \end{cases} \end{cases} \quad (1)$$

визначаються робочі зусилля в пружинах

$$P_{р1} = \frac{\psi K_{d1} + \chi_3 K_{d3}}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)} \cdot P_{н1}, \quad (2)$$

$$P_{р3} = \frac{K_{d3} + \psi \chi_1 K_{d1}}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)}, \quad (3)$$

та їх жорсткість

$$C_1 = P_{н1} S_{\Sigma}^{-1} \frac{(1 - \chi_1)(\psi K_{d1} + \chi_3 K_{d3})}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)}, \quad (4)$$

$$C_3 = P_{н1} S_{\Sigma}^{-1} \frac{(1 - \chi_1)(K_{d3} + \psi \chi_1 K_{d1})}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)}, \quad (5)$$

де  $K_{d1}$  і  $K_{d3}$  — коефіцієнти динамічності відповідно при розбігу та вибігу (визначаються експериментально або шляхом розв'язку диференціальних рівнянь з врахуванням жорсткості ланок і демпфірування);  $\psi = \frac{P_{д1}}{P_{д3}}$  — коефіцієнт асиметрії навантаження;  $P_{н1} = (C_{41} + p_b) m_n S_{\Sigma} \omega_k^{-2}$  — надлишкове навантаження в період розбігу;  $C_{41}$  — константа піка прискорень;  $\frac{P_{о1}}{P_{р1}}$  — число Ньютона [3];  $\omega_k$  — кутова розрахункова швидкість;  $\chi_1 = \frac{P_{о1}}{P_{р1}}$ ,  $\chi_3 = \frac{P_{о3}}{P_{р3}}$  — коефіцієнти попереднього натягу пружин.

Якщо значення коефіцієнтів динамічності невідомі, то жорсткість пружин  $C_1$  і  $C_3$  і розрахункові навантаження  $P_{р1}$  і  $P_{р3}$  визначаються з деяким наближенням:

$$C_1 = P_{н1} S_{\Sigma}^{-1} \frac{(\psi + \chi_3)(1 - \chi_1)}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)}; \quad P_{р1} = P_{н1} \frac{\psi + \chi_3}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)}; \quad (6)$$

$$C_3 = C_1 \frac{(1 - \chi_1)(1 + \psi \chi_1)}{(1 - \chi_1)(\psi + \chi_3)}; \quad P_{р3} = P_{н1} \frac{1 + \psi \chi_1}{\psi(1 - \chi_1 \chi_3)}.$$

Для випадку, коли навантаження симетричні при розбігу і вибігу, коефіцієнт асиметрії  $\psi = 1$ , динамічності  $K_{d1} = K_{d3} = K_d$  і попереднього натягу  $\chi_1 = \chi_3 = \chi$ .

Відомо [3], [4], що при зміні швидкісного режиму роботи, ефект зрівноваження порушується і зміною попереднього натягу пружин він поліпшується тільки частково. Для наведеного випадку, коли  $C_1 \neq C_3$ , можна досягти повного зрівноваження при відхи-

ленні швидкісного режиму роботи від розрахункового на одній з ділянок руху (розбігу або вибігу). Коефіцієнт попереднього натягу пружин при цьому необхідно визначити з нерівності

$$\chi_1 > 1 - \left(\frac{n_H}{n_K}\right)^2, \quad \chi_1 \approx \chi_3, \quad (7)$$

а розрахунок пружин проводити з врахуванням можливості додаткової деформації  $\Delta S_3$

$$\Delta S_3 = \left[1 - \left(\frac{n_H}{n_K}\right)^2\right] (1 - \chi_1)^{-1}. \quad (8)$$

Зміщення кінця пружини при регулюванні визначиться, відповідно, за формулою

$$S_n = \left[\chi_1 - 1 + \left(\frac{n_H}{n_K}\right)^2\right] (1 - \chi_1)^{-1} S_2. \quad (9)$$

У цьому випадку величина незрівноваженої сили при вибігу буде меншою

$$\Delta P_3 = P_{p3} \left[1 - \left(\frac{n_H}{n_K}\right)^2\right]. \quad (10)$$

Для перевірки теоретичних викладок, оцінки впливу швидкісного режиму та ефективності застосування зрівноважувального пристрою ПРЦМ були проведені експериментальні дослідження з використанням відповідних вимірювальних приладів і проволочних тензодатчиків.

Програмою передбачались дослідження механізму привода швейної каретки на різних швидкісних режимах: 70, 80, 90, 100, 110, 120 обертів головного вала за хвилину. Щоб повніше врахувати вплив різноманітних факторів на динаміку, механізм досліджували при різних монтажних виконаннях швейної каретки: разом з ниткозатяжною планкою і без неї, з пружинами і без пружин для зрівноваження сил ваги каретки. Експериментальні дослідження були проведені з використанням пристрою для зрівноваження інерційних навантажень від швейної каретки (ПРЦМ).

Результати тензометричних досліджень систематизовані та показані у вигляді серій осцилограм, таблиць і узагальнюючих графіків, рис. 2, 3.

У результаті експериментальних досліджень виявлено (рис. 2), що висхідний закон періодичного руху спотворюється впливом пружних коливань ланок механізму, наявністю співударів в зубчастій передачі, асиметрією навантажень між лівим і правим кулачками.

На загальну динаміку механізму суттєво впливає нерівномірність обертання головного вала, що в значній мірі зумовлено вібраціями двигуна з плитою, шарнірно прикріпленою до станини машини, які передаються швейній каретці, що рухається у вертикальній площині. Про це свідчить величина крутних моментів, що виникають на головному валу при відімкненні всіх механізмів

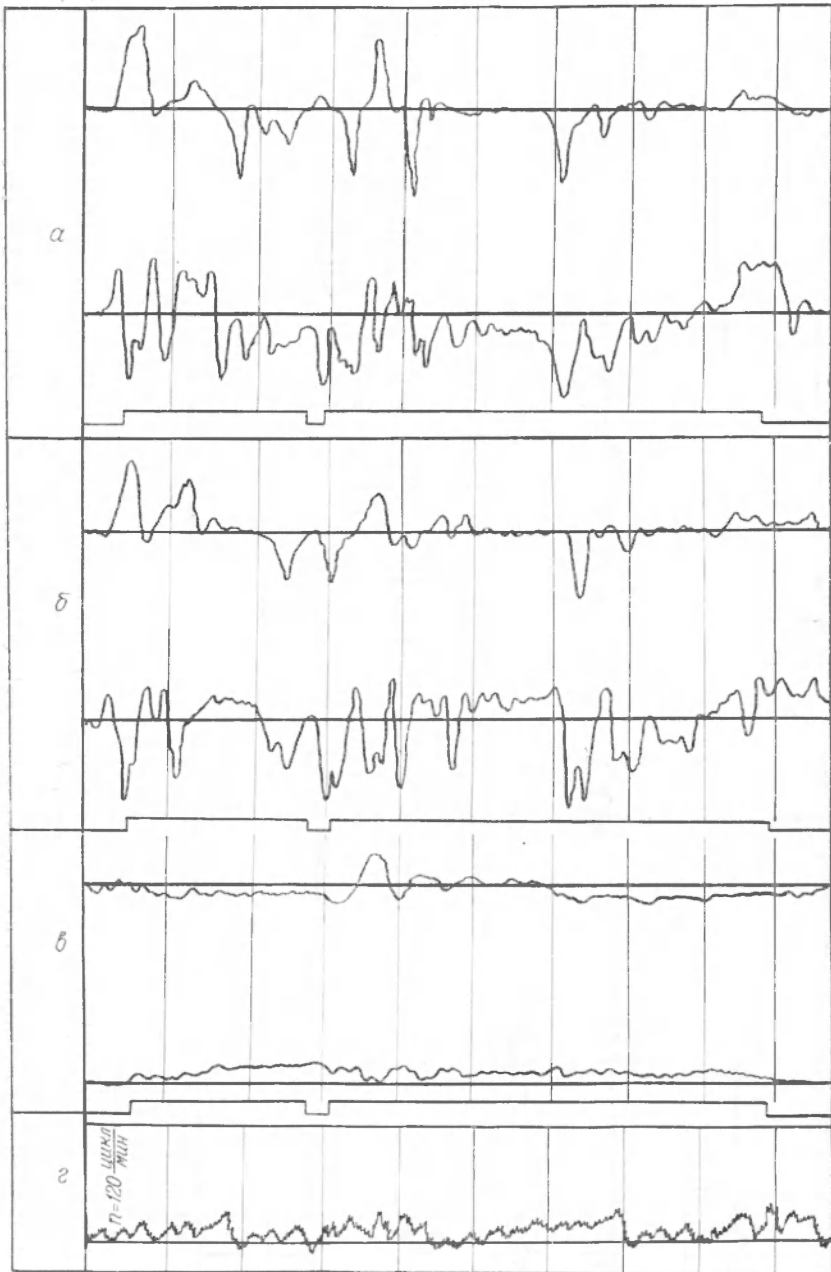


Рис. 2. Осцилограми навантажень механізму привода каретки при  $n = 100$  об/хв при різних монтажних виконаннях:

а — каретка з ниткозатяжною планкою та пружинами; б — каретка без планки з пружинами; в — каретка з ПРЦМ; г — крутні моменти на головному валу при відімкнених механізмах.

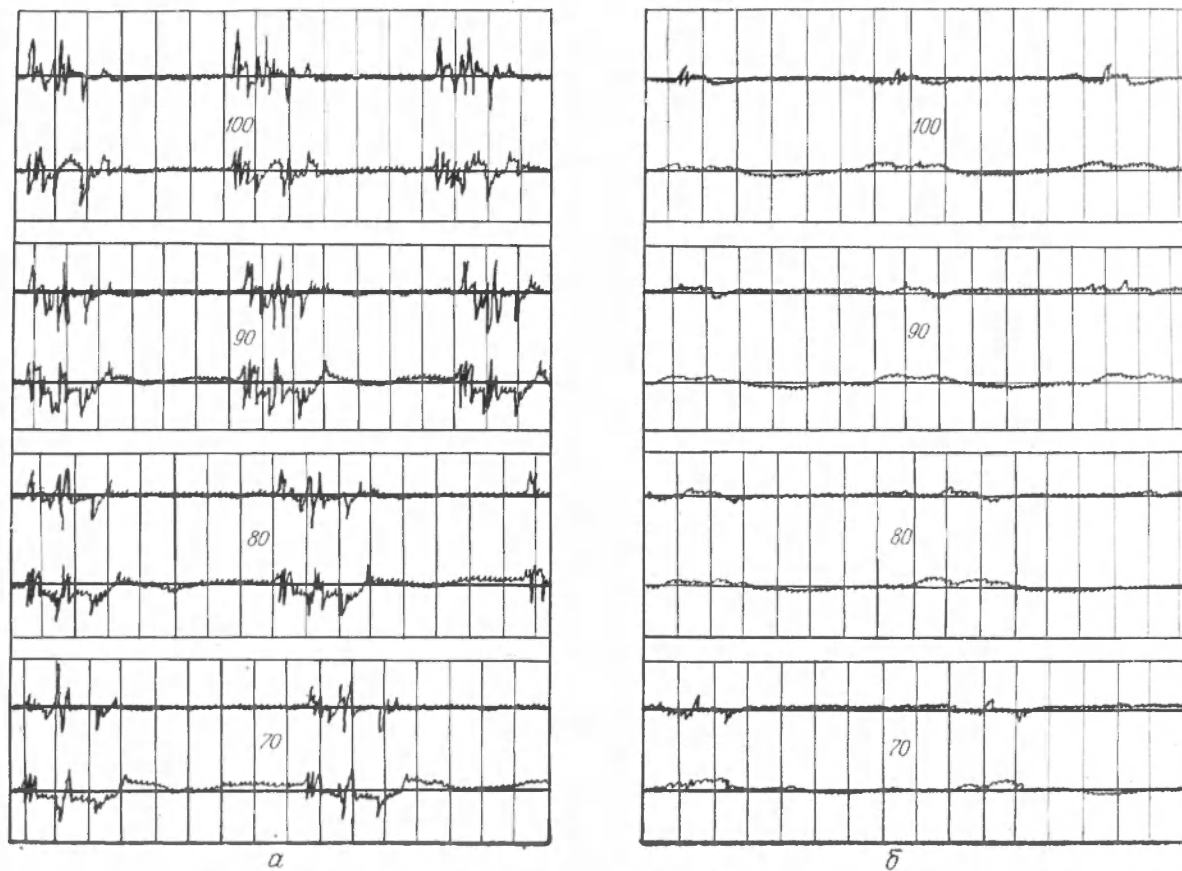


Рис. 3. Осцилограми навантажень на шатунах залежно від швидкісного режиму машини (об/хв) без зрівноважувального пристрою (а) та з ПРЦМ (б).

(рис. 2). При цьому суттєвий вплив на динаміку механізму і машини в цілому має також точність виготовлення та монтаж механізму.

Коефіцієнти динамічності для привода від правого і лівого кулачків при розбігу та вибігу різняться за величиною і характером. Величини та характер зміни коефіцієнтів нерівномірності навантажень при цьому також різні. На ділянці розбігу більше навантажений правий бік привода, а на ділянці вибігу — лівий. Це зумовлено, можливо, поверненням в систему привода потенціальної енергії пружних деформацій ланок механізму. У процесі досліджень виявлено, що в результаті неякісного монтажу лівого і правого шатунів, навантаження на них збільшується до двох разів і одночасно зростає нерівномірність його розподілу.

Застосування зрівноважувального пристрою (ПРЦМ) дає змогу значно зменшити надлишкові навантаження (до трьох разів) на привод механізму, а на деяких ділянках руху повністю їх компенсувати (рис. 3). При цьому значно поліпшується рівномірність розподілу навантажень між лівою і правою системою привода каретки, а також зменшується амплітуда коливань каретки на вистой, що відповідає процесу шиття.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дають підставу рекомендувати їх результати для використання при серійному випуску типажного ряду ниткошвейних машин.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко А. В., Главацький А. С. Функціональні залежності п'ятиланкових кулачково-важільних механізмів.— «Поліграфія та видавнича справа», 1972, вип. 8.
2. Бойко А. В. Параметричні дослідження коромислово-повзунних механізмів з застосуванням ЕОМ.— «Поліграфія та видавнича справа», 1973, вип. 10.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
4. Яницкий В. Г. Исследование программных разгрузателей цикловых механизмов машин периодического действия. Автореф. канд. дис., Одесса, 1973.

*A. V. BOIKO, A. I. PETRUK*

#### STUDY OF DRIVING MECHANISM OF SEWING CARRIGE OF BOOK SEWING MACHINES

#### Summary

Results of analytical and experimental study of driving mechanism of sewing carriage of book sewing machines. Calculation procedure is given and results of experimental study of balance mechanism of sewing carriage are listed.