

УДК 687.053.73(088.8)

**Б.В. Орловський**, д-р техн. наук

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ, Україна

## РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ПОСТПРОЦЕСНОЇ МАШИНИ ВИГОТОВЛЕННЯ ВИРОБІВ З КАПРОНОВИХ МОНОНИТОК

Наведені результати кінематичного і динамічного аналізу механізму прецизійного дискретного переміщення двох капронових монониток у формі сплюснених спіралей під час їх пришивання до двох текстильних стрічок на швейній машині. Замість традиційного рушія у вигляді зубчастої рейки, яка переміщується по еліпсоподібній траєкторії у вертикальній площині, використано і досліджено рушій у вигляді позивних коліс кулісного (мальтійського) механізму, які рухаються разом з матеріалом у стартостопному режимі тільки у горизонтальній площині. Відсутність супутнього горизонтальному переміщенню вертикального переміщення матеріалу покращує якість виконання технологічної операції пришивання до текстильних стрічок біспіральних монониток з поліаміду-66 при поточному методі виготовлення пластмасових застібок-блискавок на двоголкових машинах ланцюгового стібка. Заміна механізму вертикального і горизонтального переміщення матеріалу механізмом одного горизонтального переміщення матеріалу покращує якість виконання технологічної операції пришивання біспіральних монониток з поліаміду-66 до текстильних стрічок при поточному методі виготовлення пластмасових застібок-блискавок на двоголкових машинах ланцюгового стібка.

### Вступ

Світовий об'єм виробництва застібки-блискавки (надалі «застібки») різних конструкцій складає більше 4 млрд метрів на рік, з яких біля 50% належить фірмі УКК(Японія). На Україні крупним заводом з виробництва застібки є Баришевський завод «Блискавка». Класифікація способів виготовлення застібок наведена на рис.1.



Рис.1. Класифікація способів виготовлення безперервних застібок

### Методи та результати

Кінематична схема стартостопного механізму переміщення біспіральної застібки-блискавки з монониток під час її пришивання на швейній машині та розрахункова 3-масова динамічна модель наведені на рис.2. Конструктивною особливістю позивних коліс (стартостопного рушія) є те, що форма зубців їх торцевої поверхні є відображенням форми бокової поверхні спіралей з монониток і тому при роботі машини утворюється незвичайна механіко-технологічна кінематична пара у вигляді «зубчасте колесо (металева) – рейкова передача (неметалева)». Стартостопний режим переміщення об'єктів зшивання потрібний за циклограмою роботи машини для їх зупинення при знаходженні голок у матеріалі текстильних стрічок. На засадах кінематичного зв'язку кута  $\varphi_3$  повороту хрес-

та з кутом  $\varphi_2$  повороту кривошипу:  $tg\varphi_3 = \frac{\lambda \cdot \sin \varphi_2}{1 - \lambda \cdot \cos \varphi_2}$  [1] отриманий наступний кіне-

матичний зв'язок між кутовими швидкостями  $\dot{\varphi}_3$  і  $\dot{\varphi}_2$  цих ланок:

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{\lambda (\cos \varphi_2 - \lambda)}{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \varphi_2 + 1} \cdot \dot{\varphi}_2, \quad (1)$$

де  $\lambda = \sin \frac{\pi}{N_p} = \frac{R}{L}$  – кінематична характеристика мальтійського механізму (ММ), тут

$R$  і  $L$  – довжина кривошипу і відстань між елементами стояка;

$N_p$  – кількість пазів хреста (веденої ланки ММ).

Приведені моменти інерції для динамічної моделі на рис.2 б розраховані через моменти інерції окремих ланок (табл.1) для механізму на рис.2 а.

Таблиця 1

Параметри ланок динамічної моделі

Ланка механізму	Довжина $l, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	Радіус $R$ , $\text{ м} \cdot 10^{-3}$	$\frac{I}{\rho}, \text{ м}^5 \cdot 10^{-12}$	$I^*, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2 \cdot 10^{-5}$
Кривошип для 6-пазового хреста	10	9	2118,0	$I_2 = 2 \cdot 10^{-5}$
Вал кривошипу	70	4	63,53	
Шестерня конічна, 2 шт	19	9	376,30	
Хрест 6-пазовий	6	18	1105,0	$I_3^* = 1,42 \cdot 10^{-5}$
Вал хреста	158	4	90,88	
Упорні втулки валу хреста	16	8,5	124,7	
Червяк	20	10,5	490,8	
Червячне колесо	15	11	8,0*	
Вали позивних коліс	239	3	0,62*	
Шестерня циліндрична, 2	5	16	23,56*	
Колесо позивне, 2 in/	2,5	13	4,58*	
* $\rho = 8,8 \cdot 10^3 \text{ кг} / \text{ м}^3$ , для інших ланок $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг} / \text{ м}^3$				

На кінематичній схемі (рис.2) і в математичній моделі (3) прийняті наступні позначення:

$I_1^*$  – приведений до головного валу момент інерції механізмів голки, ниткопритягувача і човника;

$I_2$  – момент інерції кривошипу;

$I_3^*$  – приведений момент інерції ведених ланок ММ;

$m = 4 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$  – приведена маса ділянки застібки-блискавки, яка переміщується відносно голок швейної машини;

$k = 1,67 \cdot 10^{-4} \frac{\text{ Н}}{\text{ м}}$  – приведена жорсткість ділянки застібки-блискавки, яка переміщується відносно голок;

$c_{12} = 770 \frac{\text{ Н} \cdot \text{ м}}{\text{ рад}}$  – крутильна жорсткість демпфера;

$M$  – момент рушійних сил;

$F$  – зовнішні сили, які прикладені до застібки-блискавки;

$\varphi_1$  – кут повороту головного валу;

$\varphi_2$  – кут повороту валу кривошипу;

$\varphi_3$  – кут повороту валу хреста;

$x$  – лінійна координата положення застібки.

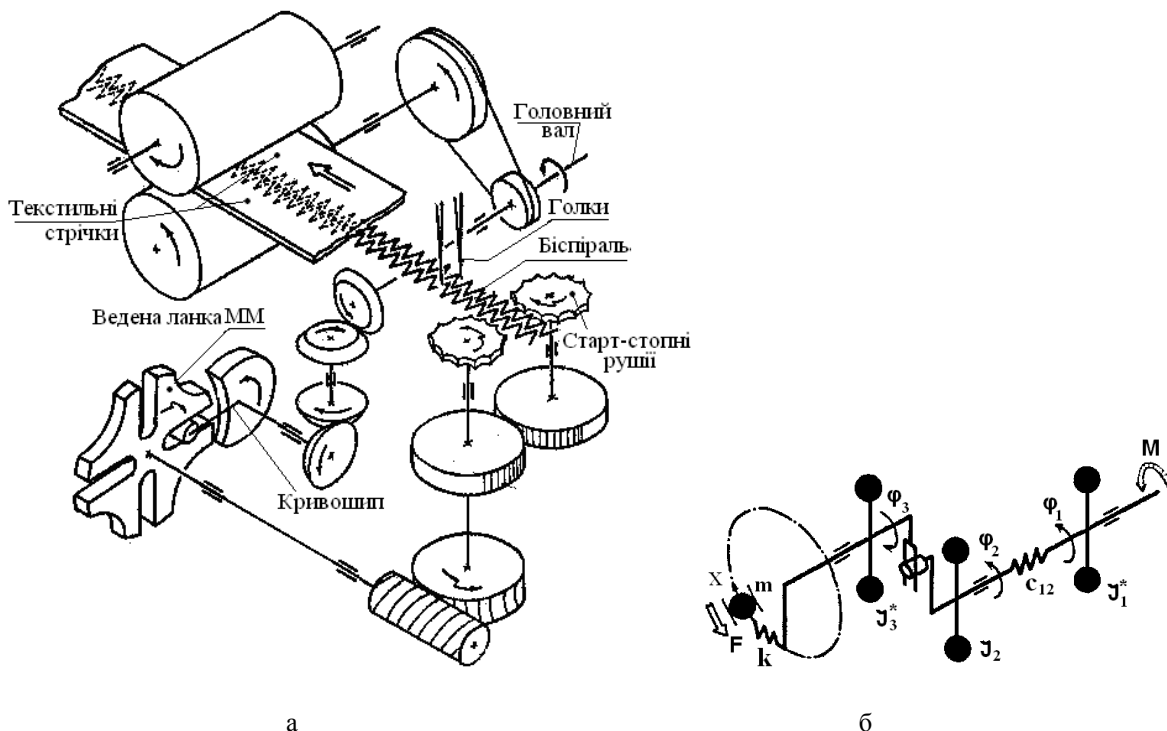


Рис.2. Кінематична схема стартостопного механізму переміщення біспіральної застібки-блискавки з капронової мононитки при її пришиванні на швейній машині (а) і його 3-масова динамічна модель (б)

Визначаємо кінематичну енергію механіко-технологічної системи на рис.2 для узагальненого рівняння Лагранжа вигляду  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_i}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_i}{\partial q_i} = Q_i$ ,  $i = 1, \dots, 3$  [2]:

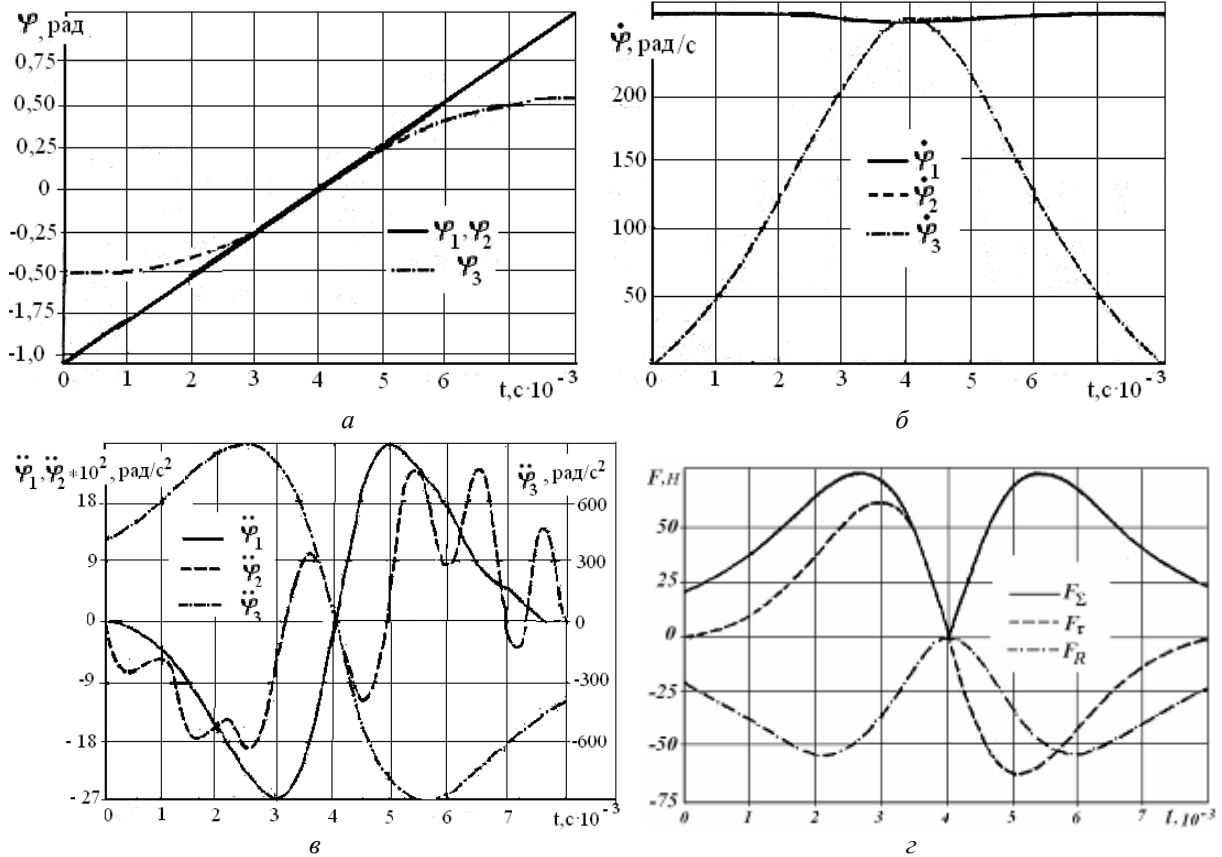
$$T = T_1 + T_2 + T_x, \tag{2}$$

де  $T_1 = \frac{1}{2} \cdot I_1^* \cdot \dot{\varphi}_1^2$  – кінетична енергія приведеного до головного валу моменту інерції

$I_1^*$  на рис.1 б у відповідності до рис.3 а;

$T_2 = \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 + I_3^* \cdot \dot{\varphi}_3^2$  – кінетична енергія мальтійського механізму;

$T_x = \frac{1}{2} m \cdot \dot{x}^2$  – кінетична енергія ділянки застібки-блискавки, яка переміщується під голкою.



а – графіки  $\varphi$  (переміщення); б – графіки  $\dot{\varphi}$  (швидкостей); в – графіки  $\ddot{\varphi}$  (прискорень); г – графіки  $F$  (навантажень).

Рис.3. Результати чисельного рішення динамічної моделі (3) механізму переміщення біспіральної застіжки-блискавки з капронової мононитки при її пришиванні на швейній машині

Оминаючи подальший формалізм Лагранжа, після визначення похідних за трьома узагальненими координатами  $\varphi_1, \varphi_2$  і  $x$  від складових (1) кінетичної енергії, за трьома узагальненими швидкостями  $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$  і  $\dot{x}$  та похідними за часом  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right), \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right)$  і  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right)$  та узагальнених сил  $Q = Q_1 + Q_2 + Q_x$ , отримуємо наступну систему з трьох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} I_1^* \cdot \ddot{\varphi}_1 = M - c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) \\ \left\{ I_2 + I_3^* \left[ \frac{\lambda (\cos \varphi_2 - \lambda)}{\lambda^2 - 2\lambda \cos \varphi_2 + 1} \right]^2 \right\} \cdot \ddot{\varphi}_2 + I_3^* \frac{\lambda^2 (\varphi_2 - 1) \sin \varphi_2 (\cos \varphi_2 - \lambda)}{(\varphi_2 - 2\lambda \cos \varphi_2 + 1)} \cdot \dot{\varphi}_2^2 = -c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) \\ -k \cdot \left[ k_{3X} \left( \frac{\pi}{N_p} + \arctg \frac{\lambda \sin \varphi_2}{1 - \lambda \cos \varphi_2} \right) - x \right] \cdot \frac{\lambda \cdot (\cos \varphi_2 - \lambda) k_{3X}}{\lambda^2 - 2\lambda \cos \varphi_2 + 1}; \\ m\ddot{x} = -k \left[ x - k_{3X} \left( \frac{\pi}{N_p} + \arctg \frac{\lambda \sin \varphi_2}{1 - \lambda \cos \varphi_2} \right) \right] - (F_1 - F_2) \text{sign}(\varphi_2) - F_{\text{пол}}, \end{cases} \quad (3)$$

де  $k_{3X} = \frac{l_c \cdot 10^{-3}}{2\pi} \cdot N_p = \frac{1,8 \cdot 10^{-3}}{6,28} \cdot 6 = 17,19$  – передавальне відношення зчеплення старто-

ростопних рунів (позивних коліс) з ділянкою біспіралі, яка переміщується, а саме між

кутовою координатою  $\varphi_3$  повороту позивного колеса і лінійним переміщенням  $x$  спіралі ( $l_c = 1,8$  мм – крок переміщення біспіралі для проколювання голкою між елементами застібки з мононитки);

$F_1, F_2$  і  $F_{пол}$  – сили тертя і зусилля протягування застібки роликками, що встановлені за голками;

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } \dot{x} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \dot{x} = 0 \\ -1, & \text{якщо } \dot{x} < 0 \end{cases} \text{ функція знаку сил } F_1 \text{ і } F_2 \text{ сухого тертя}$$

текстильних стрічок по сталевій голковій пластині залежно від їх швидкості.

Для рішення системи (3) нелінійних диференціальних рівнянь 2-го порядку чисельним методом на ЕОМ ця система була перетворена в систему 6-ти диференціальних рівнянь першого порядку і доповнена нульовими початковими умовами, які відповідають моменту часу  $t = 0$  входу пальця кривошипу в паз хреста.

Враховуючи громіздкість правих частин перетвореної системи (3) для численного інтегрування перевага була надана багатокроковому методу прогнозу-корекції [5].

Результати рішення математичної моделі і результати силових розрахунків наведені на рис.3 у вигляді графіків (рис.3 а, б, в) функцій

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$ . На рис.3 г наведені залежності:

$F_R$  – радіальна сила, яка діє між пазом хреста і пальцем кривошипу в напрямку вздовж радіуса кривошипу (позитивний напрям – до центру кривошипу);  $F_\tau$  – тангенціальна сила;

$F_\Sigma = \sqrt{F_R^2 + F_\tau^2}$  – сумарна сила, направлена по нормалі до поверхні паза.

Працездатність механізму була доведена результатами використання залежності  $F_\Sigma$  для оцінки форми і величини відносного зносу пальця кривошипу і паза веденої ланки ММ. Отримані результати були використані і впроваджені при створенні машини для виготовлення пластмасових біспіральних застібок на Баришевському заводі «Блисківка».

### Висновки

Математична модель (3) і результати її рішення (рис.3) розкривають закономірності кінематики і динаміки у механіко-технологічній системі «стартостопний механізм – капронова біспіраль з поліаміду-66 – текстильні стрічки».

Використання функціонально адекватних стартостопних механізмів з реверсивною електромагнітною муфтою для з'єднання з головним валом є альтернативним рішенням застосування цільових механізмів з індивідуальним кроковим електроприводом для створення сучасних технологічних машин з мікропроцесорним керуванням.

### Список використаних джерел

1. Артоболевский А.А. Синтез плоских механизмов / Артоболевский А.А., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.

2. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики / Бухгольц Н.Н. – М.: Наука, 1972. – 325 с.

3. Орловский Б.В. Устройство для соединения элементов застежки-молнии с лентой-носителем на швейной машине: а.с. №896113 SU / Орловский Б.В., Дзюба В.И., Музичшин В.Н. – опубл., Бюл. №1, 1982.

4. Пищиков В.О. Проектирование швейных машин / Пищиков В.О., Орловский Б.В. – К.: Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.

5. Форсайт Дж. Машинные методы математических вычислений / Форсайт Дж., Малькольм М., Моулер К. – М.: Мир, 1980. – 272 с.