

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ГОЛКИ КРАСОБМЕТУВАЛЬНИХ ШВЕЙНИХ МАШИН

В.А. ГОРОБЕЦЬ, О.П. МАНОЙЛЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Повідомлення 1

В роботі розглянута структура нових розроблених авторами механізмів голки красобметувальних швейних машин, та проведений порівняний аналіз цих механізмів за функціональними та динамічними критеріями на основі їх кінематичного та силового аналізу

Об'єкти та методи дослідження

В красобметувальних швейних машинах широко застосовується семиланковий плоский механізм голки (рис. 1 а). Зокрема така структура механізму голки має місце в швейних машинах фірми «Juki» Японія, фірми «Rimoldi», машинах Ростовського заводу легкого машинобудування тощо. Основною перевагою вказаного механізму є незначна маса веденої ланки (голковод), що знижує динамічні навантаження в кінематичних парах механізму порівняно з аналогічними механізмами, що мають голковод у вигляді масивного стержня. Однак даний механізм має також суттєві недоліки.

Головним з них є те, що за формулою Сомова-Чебишева цей механізм має нульовий ступінь вільності W .

$$W = 3(n-1) - 5p_5 - p_4 = 3(7-1) - 2 \cdot 9 - 0 = 0$$

де: n – число ланок

P_4 та P_5 – відповідно число кінематичних пар 4 та 5 класу

Іншими словами, теоретично даний механізм непрацездатний. Він може працювати тільки в тому випадку, коли кінематична пара повзун 6 – стійка 0 буде 4 класу, тобто голковод 6 буде рухатись по шатунній кривій.

$$W = 3(7-1) - 2 \cdot 8 - 1 \cdot 1 = 1$$

З іншого боку даний механізм відноситься до сімейства напрямних механізмів Чебишева, в яких траєкторія веденої ланки (точки Е) це шатунна крива, яка при відповідному співвідношенні розмірів ланок дуже наближена до прямої лінії. Тому вимоги до точності розмірів ланок при їх розрахунку і виготовленні дуже високі, що, в результаті, знижує економічність механізму.

Другим недоліком цього механізму є те, що навіть правильно розраховані та

отримані при виготовленні розміри його ланок внаслідок природних процесів старіння та зношення постійно змінюються, що впливає на форму траєкторії голководу і приводить до прискореного зносу його та напрямної.

Постановка завдання

Виходячи з вищесказаного, задачею дослідження є розробка конструкції нових механізмів голки красобметувальних машин, які б усували б перелічені недоліки, тобто забезпечувала вищі: технологічність, довговічність та ремонтпридатність конструкції, а також проведення порівняльної оцінки відомого та запропонованих технічних рішень за динамічними критеріями.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом дослідження є механізми голки конкретної швейної машини красобметувального ланцюгового стібка. Методами дослідження є відомі методики визначення кінематичних та динамічних характеристик в кінематичних парах.

Результати та їх обговорення

Авторами розроблено 5 нових структур механізмів голки [1–5], які забезпечують прямолінійну траєкторію голководу і таким чином усувають вищевказані недоліки. Схеми вказаних механізмів приведені на рис. 1, а–е.

Перший механізм М1 (рис. 1б) відрізняється від базового тим, що тричленний шатун DCE виготовлений з двох частин, з'єднаних між собою поступальною кінематичною парою. Незважаючи на формальне збільшення числа ланок до 8, їх загальна маса практично не збільшилась, але зате це розвантажило кінематичну пару голковод-напрямна.

Схожий за структурою і механізм М2 (рис. 1в). В цьому механізмі кінець тричленного шатуна DCE виконаний вилкуватим і з'єднаний поступальною кінематичною парою з кулісою ОЗВ. В механізмах М3 та М4 передача між голковими та верхнім валами виконана в вигляді зубчато-пасової передачі, що дозволяє усунути шарнірний чотириохланковик О₁ABC з неврівноваженими рухомими масами і суттєво знизити динамічні навантаження. Оскільки масивне коромисло ОЗД в механізмах М3 та М4 замінюється на легкий повзун А, то це ще додатково зменшує неврівноважену масу рухомих ланок і зменшує навантаження в кінематичних парах. З'єднання куліси ОЗВ з голководом в механізмах М3 і М4 виконано аналогічно механізмам М1 та М2.

Для порівняльного аналізу механізмів визначимо функції положення голководу вищеназваних механізмів. Позначення параметрів механізмів приведені в таблиці 1, а розрахункові схеми механізмів приведені на рис 2.

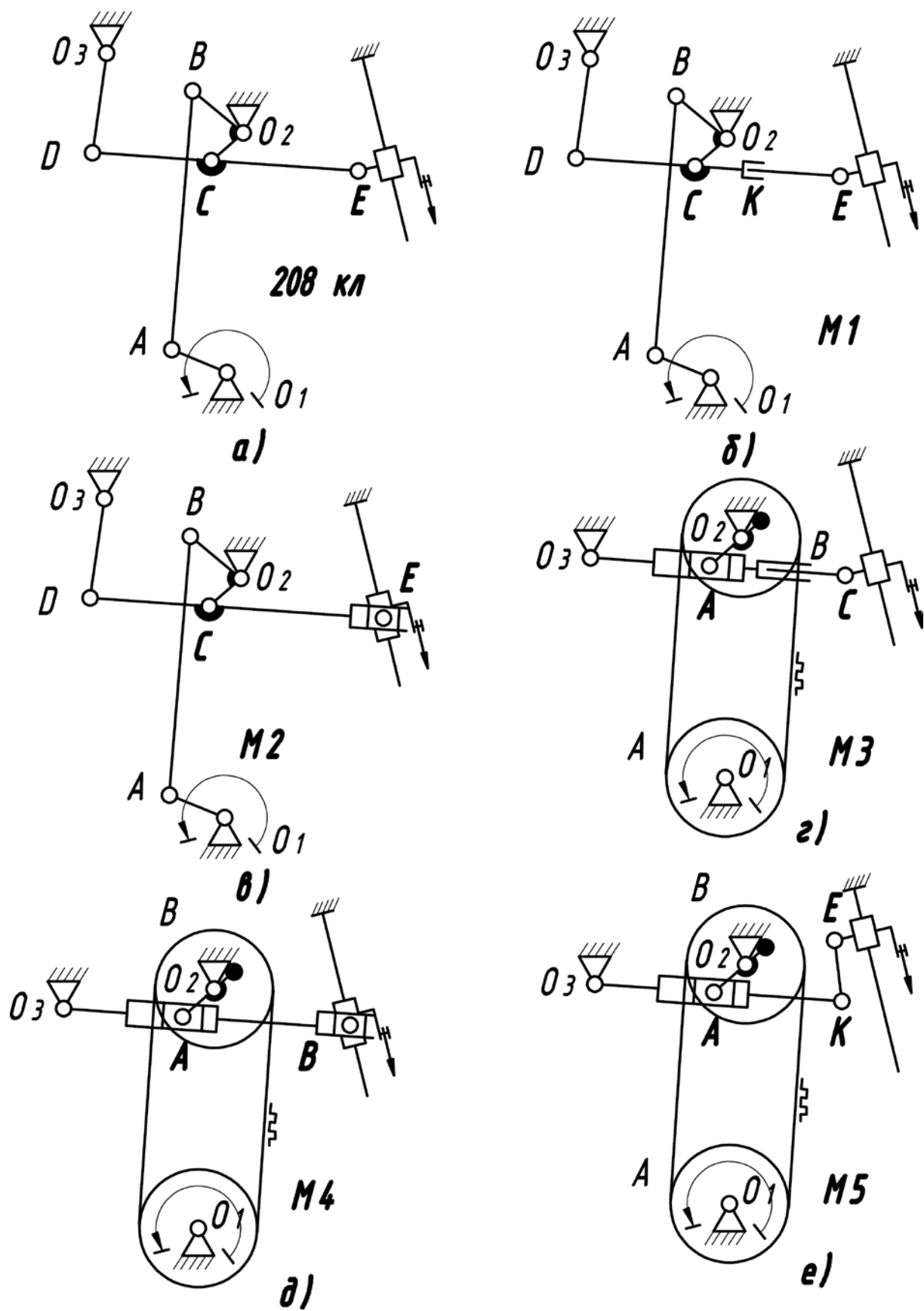


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів голки красобметуовальної швейної машини

Таблиця 1

Позначення параметра	Назва параметра	Наявність параметрів в механізмі					
		208кл	M1	M2	M3	M4	M5
a	Кривошип	+	+	+	+	+	+
b	Шатун АВ	+	+	+	-	-	-
c	Коромисло $O_2 B$	+	+	+	-	-	-
d	Стійка $O_1 O_2$	+	+	+	+	+	+
α	Кут між стійкою $O_1 O_2$ та ординатою	+	+	+	+	+	+
β	Кут між коромислами ($\angle BO_2 C$)	+	+	+	-	-	-
γ	Кут між абсцисою та стійкою $O_2 O_3$	+	+	+	+	+	+
ν	Кут між ординатою та прямою	+	+	+	+	+	+
k	Стійка $O_2 O_3$	+	+	+	+	+	+
t	Коромисло $O_3 D$	+	+	+	-	-	-
	Частини шатуна DCE або куліси $O_3 AB$						
m	DC чи O A	+	+	+	+	+	+
n	CE чи AB	+	+	+	+	+	+
		+	+	+	+	+	+
Y_{O3}	Координати опори O_3	+	+	+	+	+	+
X_{O3}		+	+	+	+	+	+
p	Коромисло $O_2 C$	+	+	+	-	-	-
l	З'єднувальна ланка АВ	-	-	-	-	-	+
x_n	Координати початку прямої	-	-	-	-	-	+

Запишемо функцію положення голковода базового механізму голки 208 кл в вигляді координат шатунної кривої на основі рівнянь [6] відповідно до рис 2а;

$$X_E = n \cos \tau - p \cos(\psi + \beta)$$

$$Y_E = (Y_{O3} - \alpha \cos \alpha) - t \cos(\theta + \gamma) + (n + m) \sin \tau$$

$$\text{де } \tau = \arcsin\left(\frac{c \sin \psi + t \cos(\theta + \gamma) - x_{O3}}{m}\right)$$

$$\theta = \arcsin \frac{A_2 A_3 + A_1 \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}}{A_1^2 + A_2^2}$$

$$A_1 = 2t(k - p) \cos(\psi)$$

$$A_2 = 2pt \sin(\psi)$$

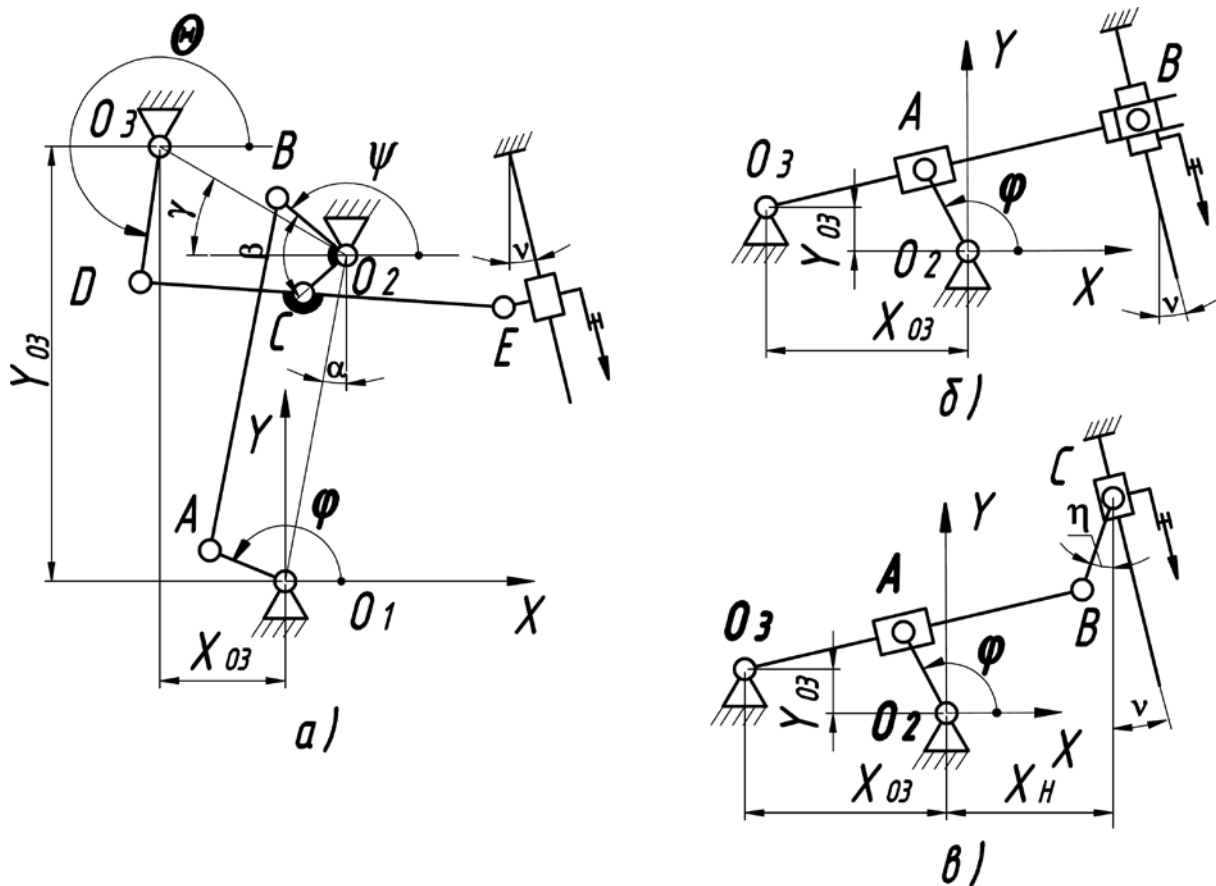


Рис. 2. Розрахункові схеми механізмів голки

$$A_3 = 2pt \cos(\psi) - k^2 - p^2 - t^2 - m^2$$

$$\psi = \arcsin \frac{-B_2 B_3 - B_1 \sqrt{B_1^2 + B_2^2 - B_3^2}}{B_1 + B_2^2} + \alpha$$

$$B_1 = 2 \arccos(\gamma)$$

$$B_2 = 2c(a \sin \gamma - \alpha)$$

$$B_3 = b^2 - a^2 - c^2 - \alpha^2 + 2ad \sin(\gamma)$$

Тоді функція переміщення голки вода по напрямній

$$S_{208}(\varphi) = \frac{Y_E}{\cos(\nu)} \quad (1)$$

З достатньою для практики точністю, оскільки довжина шатуна DCE змінюється тільки на величину X (тобто на десятки далі міліметра), функцією положення механізмів M1 та M2 можна вважати вираз 1

$$\text{Тобто } S_{208}(\varphi) = S_{M1}(\varphi) = S_{M2}(\varphi)$$

Функції положення голковода для механізмів М3 та М4 запишемо з очевидних геометричних співвідношень (рис. 2б)

$$S(\varphi)_{M3} = S(\varphi)_{M4} = \frac{(m+n)(a \sin \varphi - Y_{O3})}{\cos \nu (m - a \cos \varphi)}, \quad (2)$$

При цьому змінну величину куліси АВ = n визначимо з виразу (2)

$$n = n_0 \left(\frac{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{a \sin \varphi + Y_{O3}}{m - a \cos \varphi} \right)^2}}{\cos(\nu)} \right)$$

де n_0 – довжина частини куліси АВ при знаходженні точки В на лінії напрямної

Нарешті функцію точки положення голковода механізму М5 запишемо, використовуючи функцію положення механізму М4 (рис. 2б). Параметр n в даному механізмі має постійне значення

$$S(\varphi)_{M5} = S(\varphi)_{M4} + l[1 - \cos(\eta + \nu)]$$

$$\text{де } \eta = \arcsin \frac{x_H - x_{O3} - (m-n) \sqrt{1 - \left(\frac{a \sin \varphi + Y_{O3}}{m+n-a \cos \varphi} \right)^2}}{l}$$

Отримані залежності будуть в подальшому використані для порівняльного аналізу механізмів, що досліджуються

ЛІТЕРАТУРА

1. Заявка U. 2012 02724 пріоритет від 06.03.12
2. Заявка U. 2012 02725 пріоритет від 06.03.12
3. Заявка U. 2012 02726 пріоритет від 06.03.12
4. Заявка U. 2012 02727 пріоритет від 06.03.12
5. Заявка U. 2012 02728 пріоритет від 06.03.12
6. Полухин В.П. «Проектирование механизмов швейно-обметочных машин» М. Машиностроения 1972.